





LES

POMPES CENTRIFUGES

ET

ROTATIVES

LES

POMPES CENTRIFUGES

ET

ROTATIVES

THÉORIE PRATIQUE, CONSTRUCTION INSTALLATION

Avec 35 figures intercalées et 10 grandes planches

PAR

J. BUCHETTI

INGÉNIEUR, E. C. PARIS — A. M. AIX

EX-CONSTRUCTEUR,

EX-PROFESSEUR S[t] A L'ÉCOLE CENTRALE

EN VENTE

CHEZ L'AUTEUR, 92, BOULEVARD SAINT-GERMAIN

PARIS

1895

PRÉFACE

Les premières pompes centrifuges pratiques : celle d'Appold et celle de Gwynne, ont fait leur apparition à l'Exposition de Londres en 1851. Nous les avons vues pour la première fois à l'Exposition de Paris 1855.

M. A. Morin, membre du jury en 1851, a fait sur ces pompes des essais au dynamomètre que nous croyons intéressant de résumer ici d'après l'ouvrage qu'il a publié (1).

Les essais ont porté sur trois modèles de roues : l'une à palettes courbes; l'autre à palettes planes à 45 degrés sur le rayon : la troisième à palettes planes radiales. Le diamètre extérieur était $0^m,305$; celui intérieur $0^m,152$.

La première a donné à $5^m,69$ d'élévation un rendement de . . . . 68,5 $^0/_0$

La deuxième a donné à $5^m,48$ d'élévation un rendement de . . . . 40 $^0/_0$

La troisième a donné à $5^m,48$ d'élévation un rendement de . . . . 24 $^0/$

La pompe Gwynne à $4^m,17$ d'élévation un rendement de . . . . 19 $^0/_0$

---

(1) **Machines et appareils à élever l'eau. — Hachette, 1863.**

Ces chiffres ne permettent pas une comparaison, parce qu'ils ont été obtenus à la même vitesse de 800 tours; il eût fallu chercher la vitesse du rendement maximum.

Nous verrons que le premier rendement est peu dépassé aujourd'hui.

M. A. Morin a donné une théorie incomplète et des relations dites pratiques, qui, déduites des seuls essais précédents sur cette seule pompe Appold de $0^m,305$, sont tout à fait inapplicables.

A partir de 1863, MM. L. Neut et L. Dumont, anciens élèves des Arts et Métiers, s'occupèrent spécialement de la construction de ces pompes et présentaient à l'Exposition de 1867, outre une série complète de pompes centrifuges, une puissante pompe mue par un câble métallique de Hirn, mode de transmission également nouveau à cette époque.

Aujourd'hui, M. L. Dumont continue seul cette fabrication, avec le plus grand succès.

Toutes les industries : l'agriculture, la marine, etc., ont trouvé dans la pompe centrifuge un outil précieux.

Ce succès croissant a suscité naturellement la création de nouveaux types; mais, jusqu'ici, aucun n'a donné de résultats pratiques supérieurs à ceux de la pompe L. Dumont.

Nous ne décrirons pas tous les types proposés, mais seulement ceux que la pratique a conservés et ce sont aussi les plus simples de construction.

Les théories de la pompe centrifuge, données par MM. Bresse, Durand-Claye, Poillon, etc., sont insuffisantes pour le calcul de ces appareils. Elles considè-

rent toutes que « la vitesse V de l'eau sortant des palettes est perdue en agitations inutiles », comme l'avait déjà exprimé Morin.

Nous verrons que c'est là une erreur.

Comme suite à ces théories erronées, ces auteurs ont posé en principe, et on l'a souvent répété depuis, que le rendement est d'autant plus grand que l'angle β du dernier élément des palettes est plus petit.

On a même établi algébriquement que pour $\beta = 90$ degrés, le rendement est nul !

Un peu de jugement, ou la connaissance des essais de Morin, en 1851, aurait dû faire comprendre à cet auteur que sa théorie était fausse, puisqu'elle aboutit à un résultat contraire à la réalité.

D'après M. Poillon, pour $\beta = 30$ degrés, le rendement *théorique* est 0,66, ce qui implique un rendement pratique beaucoup moindre. Or les essais et ceux même de 1851 établissent que le rendement effectif atteint 0,70.

Aussi on pouvait dire qu'il n'y avait pas de théorie de la pompe centrifuge.

Il nous souvient qu'à une exposition d'agriculture, un constructeur nous présentant une pompe centrifuge, munie de directrices, insistait sur cet avantage que « cette pompe avait une théorie tandis que les autres n'en avaient pas ». En voyant la construction intérieure de la pompe, nous avons jugé inutile de connaître cette théorie.

Cependant, quand on considère l'analogie, ou mieux la réciprocité qui existe entre une turbine à pleine admission et une pompe centrifuge, on pressent que

certainement la même relation qui existe entre les vitesses et la chute H, à *l'entrée* d'une turbine, doit exister entre les vitesses et la colonne d'élévation H, à la *sortie* de la roue à palettes d'une pompe.

C'est ce que nous établissons au chapitre Ier, et nous en déduisons au chapitre II les relations pratiques.

Puis nous faisons les applications des relations trouvées aux calculs des grandes pompes décrites dans le chapitre IV.

Le chapitre V est consacré à l'étude de la pompe rotative Greindl, qui tient le milieu entre la pompe centrifuge et la pompe à piston.

Nous parlerons ailleurs des autres systèmes de pompes ou appareils élévatoires.

J. Buchetti.

CHAPITRE PREMIER

THÉORIE DES POMPES CENTRIFUGES

Généralités.

La théorie que nous développons ici est basée simplement sur l'application, à l'entrée et à la sortie de la roue à palettes, du théorème de Bernouilli.

Nous verrons que la relation finale à laquelle nous arrivons :

$$Vv \cos \alpha = gH,$$

est précisément celle commune à toutes les turbines, quel qu'en soit le système, comme nous l'avons fait voir ailleurs (1).

On conçoit, en effet, qu'il doit y avoir analogie entre ces deux genres de machines. Au lieu d'une chute d'eau qui transmet sa puissance à la roue à aubes d'une turbine, c'est le mouvement imprimé à la roue à palettes d'une pompe, par un moteur extérieur quelconque qui engendre le mouvement centrifuge de

(1) J. Buchetti : *les Moteurs hydrauliques actuels.*

l'eau dans cette roue et, par suite, son élévation d'un niveau inférieur à un niveau supérieur.

Le fonctionnement d'une pompe centrifuge est donc analogue, mais inverse, de celui des turbines centrifuges.

En nous reportant aux figures 1 et 2, nous appelons :

$H = h_0 + h$, la différence des niveaux.
R et r, les rayons extérieur et intérieur de la roue.
v et v_0, les vitesses tangentielles correspondantes.
V et V_0, les vitesses absolues de l'eau.
w et w_0, — relatives —
V_1, la vitesse à l'extrémité du refoulement.
P, la pression atmosphérique.
p et p_0, les pressions, en colonne d'eau, à l'entrée et à la sortie de la roue.

Entrée sur les palettes *(fig. 2)*.

La pompe fonctionnant, l'eau arrive par l'ouïe sur les palettes avec une vitesse V_0 dont la valeur résulte du débit divisé par la section à l'entrée de la roue.

Comme il n'y a pas de directrices en avant des palettes et que l'admission est totale, nous admettons que la direction de la vitesse absolue d'arrivée V_0 est celle du rayon de la roue.

Le premier élément de la palette doit être dirigé suivant la résultante w_0 de V_0 et v_0, afin que l'entrée de

l'eau ait lieu sans choc, comme cela doit être dans tout appareil hydraulique, roue, turbine, etc.

On a donc les relations géométriques :

$$V_0 = w_0 \operatorname{tang} \gamma \quad \text{et} \quad v_0 = w_0 \cos \gamma$$

$$w_0^2 = V_0^2 + v_0^2 \qquad \text{(a)}$$

Actuellement écrivons la relation d'équilibre entre les colonnes d'eau qui engendrent le mouvement de

Fig. 2.

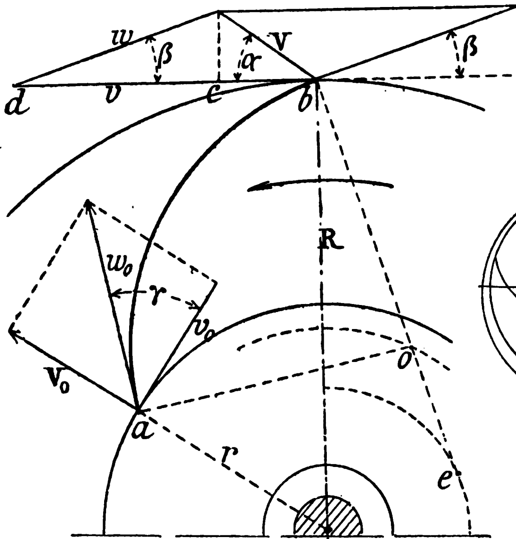
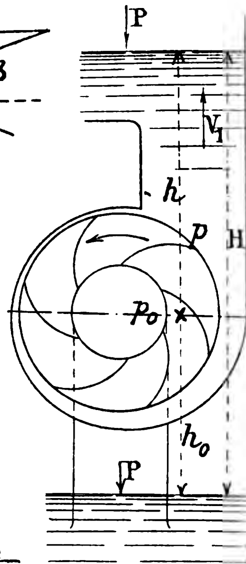


Fig. 1.



l'eau et celles qui s'y opposent. Le mouvement étant parvenu à l'état de régime, il y a égalité entre la puissance et la résistance.

On a donc :

$$\frac{V_0^2}{2g} + p_0 = P - h_0. \qquad (1)$$

Mettons la valeur de V_0 tirée de cette équation dans (a) et réduisons au même dénominateur, on a :

$$\frac{w_0^2}{2g} = P - h_0 - p_0 + \frac{v_0^2}{2g}. \qquad \text{(b)}$$

Sortie des palettes *(fig. 2)*.

Supposons la palette tracée et considérons une molécule d'eau la parcourant, sans résistance, de a en b, sa vitesse relative initiale w_0 subira l'accélération due à la force centrifuge et représentée par une colonne d'eau égale à :

$$(v^2 - v_0^2) : 2g.$$

Ces vitesses sont dans le rapport des rayons :

$$v : v_0 :: R : r.$$

On a donc à la sortie des palettes, en tenant compte des pressions p et p_0 :

$$\frac{w^2}{2g} + p = \frac{w_0^2}{2g} + p_0 + \frac{v^2 - v_0^2}{2g}.$$

Remplaçons $w_0^2 : 2g$ par sa valeur (b); on a, après réductions :

$$\frac{w^2}{2g} + p = \frac{v^2}{2g} + P - h_0. \qquad (2)$$

Supposons maintenant les vitesses w et v connues et composons-les, leur résultante V est la vitesse absolue

de l'eau à la sortie de la roue : soit α l'angle de V et v.

La trigonométrie nous donne, entre les vitesses V, w et v formant un triangle, la relation connue :

$$w^2 = V^2 + v^2 - 2Vv \cos \alpha.$$

Remplaçons cette valeur de w^2 dans (2), on a, après réductions :

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{Vv \cos \alpha}{g} + p = P - h_0. \qquad (3)$$

Conduit de refoulement.

Le mouvement de l'eau dans la pompe étant uniforme, la colonne d'eau qui correspond à la vitesse absolue V jointe à la pression p existant dans le conduit annulaire de la pompe, doit faire équilibre à la colonne de refoulement h augmentée de la pression atmosphérique P et enfin engendrer la vitesse V_1 de l'eau à la sortie du conduit de refoulement. On a donc :

$$\frac{V^2}{2g} + p = \frac{V_1^2}{2g} + P + h. \qquad (4)$$

Relations finales.

Actuellement retranchons membre à membre (3) de (4) et puisque $h + h_0 = H$, on a enfin :

$$Vv \cos \alpha = gH + \frac{V_1^2}{2g}. \qquad (5)$$

Telle est la relation théorique qui dans une pompe centrifuge lie les vitesses V, v et V_1 à la hauteur d'élévation H.

Le premier terme $Vv \cos \alpha$ est le produit de deux vitesses de même direction, l'une étant projetée sur l'autre, et ce produit sera d'autant plus grand que H est plus grande. Pour un même rapport entre v et $V \cos \alpha$, la vitesse v ou le nombre de tours sera d'autant plus grand que H est plus grande.

On peut substituer dans (5) à l'angle variable α l'angle constant β que font les vitesses w et v, ou le dernier élément de la palette avec la tangente à la roue. Il suffit de remarquer que dans le triangle V, v et w, on a toujours la relation géométrique :

$$bc = V \cos \alpha = v - w \cos \beta. \qquad \text{(c)}$$

Remplaçons dans (5) il vient :

$$v^2 - v \times w \cos \beta = gH + \frac{V_1^2}{2g} \qquad (6)$$

Enfin on tire de (c) :

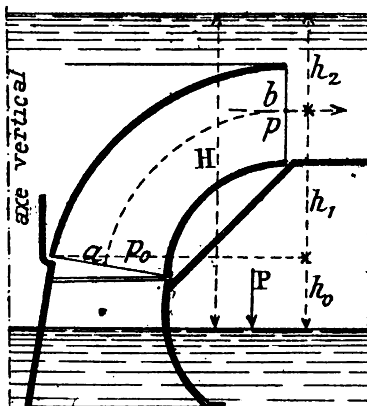
$$w = \frac{v - V \cos \alpha}{\cos \beta}. \qquad \text{(d)}$$

Ce sont ces relations que nous appliquerons en tenant compte, toutefois, des pertes de charge, c'est-à-dire du rendement mécanique de la pompe.

La relation (5) s'applique dans tous les cas, que la roue à palettes soit horizontale ou verticale. Voyons le cas où, la roue étant horizontale, l'entrée et la sortie de l'eau n'ont pas lieu à un même niveau.

Cas de la roue horizontale *(fig. 3).*

Fig. 3.



Ce système de pompe, à une seule ouïe, que nous décrirons plus loin, est exactement l'inverse de la turbine centripète mixte que nous avons décrite ailleurs. Une molécule liquide entrant en *a* dans la roue et sortant en *b* s'est élevée de la hauteur h_1. La relation (3) devient :

$$\frac{V^2}{2g} - \frac{Vv \cos \alpha}{g} + p = P - h_0 - h_1. \qquad (3')$$

Mais par contre, dans la conduite de refoulement, la colonne d'eau résistante n'est plus que $P + h_2$ et, par suite, la relation (4) devient :

$$\frac{V}{2g} + p = \frac{V_1^2}{2g} + P + h_2. \qquad (4')$$

Retranchant (3′) de (4′) et puisque :

$$h_0 + h_1 + h_2 = H$$

on retrouve la relation (5) :

$$Vv \cos \alpha = gH + \frac{V^2}{2g}$$

Conclusions.

Ces deux relations (5) et (6), qui sont réciproques, sont donc tout à fait générales et sont, à part le dernier terme en V_1 négligeable, comme nous le dirons, identiques à celles qui se rapportent aux turbines (1).

La seule différence réside en ce que, dans une turbine, V est la vitesse absolue d'arrivée sur les aubes tandis qu'ici V est la vitesse absolue de sortie des palettes. Le terme $V_1^2 : 2g$ qui se trouve ici en plus dans le second membre représenterait dans une turbine la charge due à la vitesse d'arrivée : charge que nous avons négligée parce que cette vitesse très faible dans les turbines à bâche ouverte est aussi tout à fait négligeable dans les turbines à haute chute.

Dans les pompes cette vitesse V_1 est aussi en général assez faible, elle peut être réduite à $0^m,5$ ou 1 mètre, en augmentant convenablement la section du tuyau de sortie. Aussi le terme $V_1^2 : 2g$ peut-il être compris dans la somme des pertes de charge que nous représenterons par $\mathcal{H}$H. On a donc en négligeant les pertes, la même relation théorique que pour les turbines :

$$Vv \cos \alpha = gH.$$

(1) Ce sont les relations (5) et (6), page 80, vol. I, de notre *Traité des moteurs hydrauliques actuels.*

CHAPITRE II

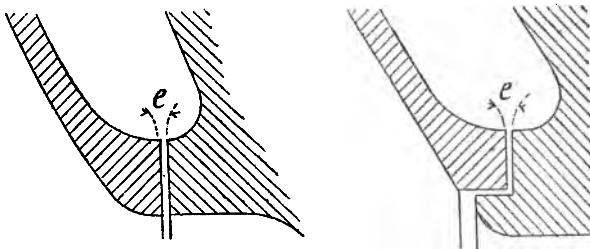
CALCULS ET TRACÉS PRATIQUES

Rendement hydraulique.

La pompe centrifuge n'engendrant pas un volume comme celles à pistons, on doit entendre par ce rendement le rapport entre le volume d'eau élevé et le volume calculé.

La différence entre ces deux volumes provient de la perte qui a lieu par le jeu entre la roue et le corps de pompe, sous la pression H (en négligeant l'effet du mouvement de l'eau).

Fig. 4.



Pour un jeu e donné *(fig. 4.)* la perte se calcule comme pour un orifice à contraction, de rayon r. On a :

$$\text{Perte} = 2\pi re \times 0,6 \sqrt{2gH}.$$

Cette perte est double, si l'ouïe est double. En faisant le joint brisé, on augmente la contraction, ce qui diminue la perte. Dans les grandes pompes en bon état, le rendement hydraulique atteint 0,95 à 0,90 et dans les petites pompes, 0,80 à 0,70.

Rendement mécanique K.

Pour appliquer les relations précédentes, il faut connaître ce rendement ou rapport entre le travail utile mesuré en eau élevée et le travail dépensé sur l'arbre. La différence de ces travaux constitue la somme des pertes dues aux frottements, contractions et à la vitesse V_1 avec laquelle l'eau quitte le tuyau de refoulement. Ces pertes ne peuvent se calculer et le rendement ne peut être donné que par l'expérience directe.

Soit H une hauteur proportionnelle à la somme des résistances; le travail total absorbé par la pompe

$$= H(1 + \mathcal{K}).$$

Le rendement mécanique est donc :

$$K = \frac{H}{H(1 + \mathcal{K})} = \frac{1}{1 + \mathcal{K}}.$$

Le travail des frottements de l'arbre dans ses paliers et presse-étoupe est proportionnel à la vitesse de rotation ou à H. Le travail absorbé par les contractions et la vitesse de sortie V_1 est plus important, il est proportionnel au débit, c'est-à-dire à la vitesse de l'eau et à la longueur des conduits. Pour une pompe donnée fonctionnant sous des hauteurs H variables, le rendement est maximum pour une certaine hauteur H à laquelle correspond l'entrée sans choc. Or, puisque pour

un même débit la vitesse v_0 varie avec H, tandis que celle V_0 est constante, le choc à l'entrée sur les palettes croîtra pour des hauteurs au-dessous ou au-dessus de celle H normale.

Le rendement pratique effectif varie en moyenne comme suit :

H =	1 à 4m — K =	0,50	à	0,60
	4 à 8	0,60	à	0,50
	8 à 12	0,50	à	0,40
	12 à 15	0,40	à	0,30

Ces coefficients s'entendent pour des tuyaux de longueur H. Une canalisation plus développée entraînerait une perte de charge supplémentaire que l'on calculerait, comme il est dit plus loin, suivant la vitesse.

Pour un projet on ne comptera que sur les 0,8 environ de ces rendements.

Rendement indiqué, effectif.— Pour les pompes mues par une machine à vapeur directe, on ne peut mesurer que le travail *indiqué* sur les pistons en relevant des diagrammes ; dans d'autres cas on mesure le travail transmis à la pompe au moyen d'un dynamomètre (1).

Or le travail effectif sur l'arbre d'une machine n'est que les 0,85, en moyenne, du travail indiqué ; les *rendements indiqués* obtenus en divisant le travail utile par le travail indiqué, doivent donc être divisés par 0,85 pour donner les *rendements effectifs,* seuls comparables aux rendements obtenus au dynamomètre.

(1) Voir notre *Guide pour l'essai des machines.*

Valeur pratique de la vitesse tangentielle v.

En tenant compte des pertes de travail proportionnelles à $\mathcal{K}H$, la hauteur fictive d'élévation est $H(1 + \mathcal{K}) = H : K$, et la relation (5) devient :

$$\left.\begin{array}{l} Vv \cos \alpha = \frac{gH}{K} \\ \text{ou} \quad v(v - w \cos \beta) = \frac{gH}{K}. \end{array}\right\} \quad (7)$$

Le travail de la pompe peut être considéré comme s'effectuant en deux périodes : 1° le premier élément de la palette, agissant comme un coin animé d'une vitesse v_0, imprime à l'eau une vitesse radiale V_0 et une vitesse relative w_0 ; 2° depuis son entrée jusqu'à sa sortie de la roue, l'eau subit l'action centrifuge qui, jointe à la vitesse acquise à l'entrée, lui permet de s'élever à la hauteur H.

Si la hauteur H était nulle, les pressions p et p_0 seraient nulles et on aurait :

$$w^2 = w_0^2 + (v^2 - v_0^2),$$

d'où, pour $H = 0$: $\quad w \cos \beta = v$

A mesure que H augmente les vitesses et par suite l'accélération $(v^2 - v_0^2)$ augmentent. Or il est logique d'admettre que le travail correspondant à cette accélération, joint à celui de la vitesse w_0, est entièrement absorbé pour produire l'élévation de l'eau à la hauteur H. Cela revient à admettre que la vitesse relative est constante dans la roue, c'est-à-dire que $w = w_0$.

Ces vitesses sont exactement dans le rapport inverse des sections de passage, puisque le débit est constant.

Or, en pratique, nous trouverons souvent que l'on a : $w > w_0$ quand la section d'entrée est grande; d'autres fois, comme dans les pompes de Khatatbeh (chapitre IV), on a : $w < w_0$.

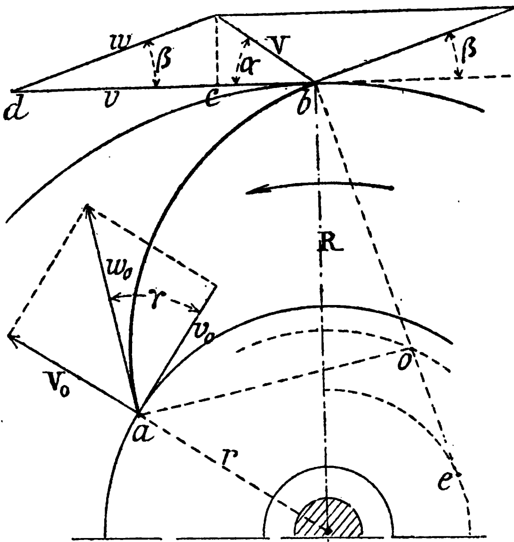
Nous distinguerons trois systèmes, suivant que :

$$\beta < 90^\circ ; \quad \beta = 90^\circ ; \quad \text{ou } \beta > 90^\circ.$$

Premier système : $\beta < 90^\circ$. — Admettons $w = w_0$; on a aussi $v = v_0 R : r$.

Si donc, pour des rayons R et r dans un rapport

FIG. 5.



donné, on trace (*fig. 5*) le triangle des vitesses en a, quelconque ; puis celui en b en faisant $w = w_0$ sous l'angle β donné, on a sur notre figure :

$$bc = V \cos \alpha = 0{,}33v.$$

Inversement, si on se donne ce rapport on détermine β.

Remplaçant dans (7) V cos α par cette valeur, on a :

$$v^2 = \frac{gH}{0,33\ K}$$

Pour $K = 0,5$ environ : $v = 7,68 \sqrt{H}$;

v étant représentée par bd, on aura ainsi l'échelle des vitesses et les valeurs numériques de w et de V_0, qui nous permettront de déterminer les dimensions de la pompe.

Hauteur variable. — Si la pompe doit fonctionner sous des hauteurs H variables, comme les pompes de série commerciale, on prendra pour H la valeur moyenne ; puis, en admettant que le débit soit constant ou : $w \cos \beta =$ constante, la deuxième relation (7) donne :

$$v\ (v - w \cos \beta) = \frac{gH}{K},$$

d'où :

$$H = \frac{Kv\ (v - w \cos \beta)}{g}$$

On déterminera ainsi pour chaque vitesse v, la hauteur H correspondante.

Il est clair qu'alors v_0 variant comme v, tandis que V_0 est constant, l'entrée n'aura plus lieu sans choc pour les hauteurs H au-dessous ou au-dessus de la hauteur moyenne adoptée.

Nombre de tours. — Connaissant la vitesse v, si on se donne une série de pompes de rayon R, le nombre de tours n sera :

$$n = \frac{30v}{\pi R} = 9,55 \frac{v}{R}.$$

Dans les grandes pompes conduites directement par une machine à vapeur, il convient, pour limiter les frais d'entretien de la machine, de ne pas dépasser 100 tours à 200 tours suivant la force. On en déduit le rayon de la roue :

$$R = 9{,}55 \frac{v}{n}.$$

Débit pour v et H donnés. — Si on se donne le nombre de tours n ou la vitesse v, la hauteur H et le rendement K, on calculera le débit d'une pompe donnée, comme suit : on calculera d'abord d'après (7) :

$$V \cos \alpha = \frac{gH}{Kv}$$

puis la vitesse w d'après (d)

$$w = \frac{v - V \cos \alpha}{\cos \beta}.$$

Le débit Q sera, en moyenne, pour une pompe donnée, en appelant S la section à la sortie de la roue :

$$Q = 0{,}85\ S \sin \beta \times w,$$

Nous appliquerons ce calcul à diverses pompes (chapitre IV).

2e Système : $\beta = 90^\circ$ *(fig. 6)*. — Puisque le triangle des vitesses est rectangle, on a toujours :

$$V \cos \alpha = v,$$

d'où :

$$v^2 = \frac{gH}{K}$$

Pour :

$$K = 0{,}50 \ldots v = \sqrt{2gh} = 4{,}43 \sqrt{H};$$

$$K = 0{,}65 \ldots v = 0{,}88 \sqrt{2gH} = 3{,}90 \sqrt{H}.$$

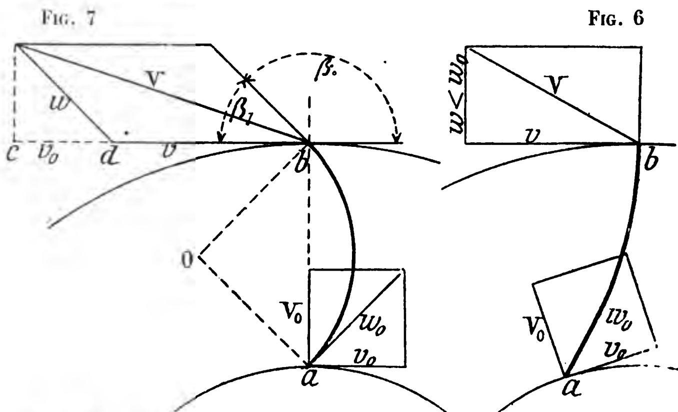
Or nous remarquerons que la vitesse correspondant à K = 0,65 est précisément celle que M. J. Farcot indique pour ses pompes, comme résultant de ses expériences (1).

Mais tandis que M. J. Farcot nous renvoie à la théorie des tourbillons de Rankine, pour expliquer cette relation, on voit, par ce qui précéde, qu'il n'est pas besoin d'aller chercher si loin et que la relation :

$$Vv \cos \alpha = \frac{gH}{K},$$

suffit parfaitement pour justifier ce résultat, dans le cas d'un rendement K = 0,65.

FIG. 7 FIG. 6



3e Système : $\beta > 90°$ *(fig. 7)*. — Admettons comme dans le premier système que $\gamma = 45°$ et que $w = w_0$.

Supposons encore que $R = 2r$; d'où : $v = 2v_0$.

Enfin faisons :

$$\text{angle } w - v = 180° - \beta = 45° = \beta_1.$$

(1) Notice sur les nouvelles pompes centrifuges, J. Farcot *(Annales des Ponts et Chaussées*, septembre 1888).

Traçons le triangle des vitesses en b, on a :

$$bc = V \cos \alpha = 3v_0 = 1{,}5v.$$

Remplaçons dans (7), on a :

$$v^2 = \frac{gH}{1{,}5K}.$$

Pour : $K = 0{,}40 \qquad v = 4\sqrt{H};$

$= 0{,}60 \qquad v = 3{,}3\sqrt{H}.$

La relation (6) devient ici; puisque :

$$V \cos \alpha = v + w \cos \beta_1 :$$

$$v\,(v + w \cos \beta_1) = gH : K,$$

d'où l'on tire la valeur de H pour une vitesse v donnée.

Ces trois systèmes se différencient en ce que la vitesse ou le nombre de tours diminue à mesure que β est plus grand, pour une même hauteur H; ou en ce que, pour une même vitesse v, H croît avec β.

Débits. — Vitesses. — Pertes de charge.

Soit : D le diamètre des tuyaux en mètres;

v_1 la vitesse de l'eau en mètres dans le tuyau.

Le débit : $Q = \frac{\pi}{4} D^2 v_1 = 0{,}785 D^2 v_1.$

On tirerait de là D pour un débit et une vitesse donnés.

Si donc on se donne une série de diamètres D des tubulures et les vitesses v_1 on en déduira le débit Q ou inversement. Pour éviter les dimensions exagérées des tubulures par rapport au diamètre de la roue, on

est conduit à adopter une vitesse v_1 d'autant plus grande que le débit de la pompe est plus élevé, soit :

$v_1 = 1^m$ à $1^m,50$ jusqu'à 50 litres par 1″.
$1^m,50$ à 2^m — 100 —
2^m à $2^m,50$ — 300 —
$2^m,50$ à 3^m — 500 —
3^m à $3^m,50$ — 1000 litres et plus par 1″

Si les pompes comportent de longues conduites, il faut, pour diminuer la perte de charge, diminuer la vitesse, c'est-à-dire augmenter le diamètre des tuyaux que l'on raccorde aux tubulures de la pompe au moyen de bouts coniques.

Le tableau suivant permettra de calculer la perte de charge et le travail correspondant pour chaque vitesse.

Pertes de charge dans les tuyaux par mètre courant.

Vitesse de l'eau	DIAMÈTRES DES TUYAUX EN CENTIMÈTRES								
	10	12	15	18	20	25	30	40	50
	PERTES DE CHARGE EN MILLIMÈTRES								
$0^m,8$	9,5	8	6,5	5,5	5	4	3,2	2,5	2
$1^m,0$	15	12	10	8	7,5	6	5	4	3
$1^m,2$	21	17	14	12	11	8,5	7	5,5	4,2
$1^m,4$	28,2	24	19	16	14	12	10	7	6
$1^m,6$	37	31	25	21	19	15	13	9	7,5
$1^m,8$	46	39	31	26	24	19	16	12	9,5
$2^m,0$	57	48	38	32	29	23	19	15	12
$2^m,2$	69	58	46	38	35	28	23	18	14
$2^m,4$	82	68	56	46	41	33	27	21	17
$2^m,6$	96	80	64	53	48	39	32	24	20
$2^m,8$	»	92	74	62	56	45	37	28	23
$3^m,0$	»	»	85	71	64	51	43	32	26

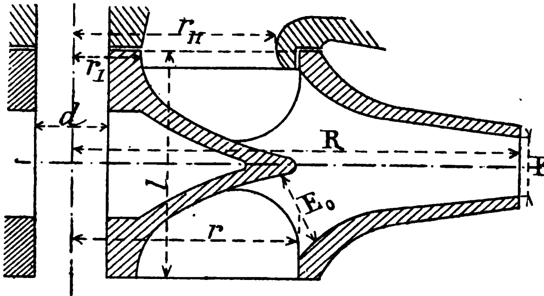
Dimensions de la roue *(fig. 8).*

Soit : S_0 et S les sections à l'entrée et à la sortie ;

E_0 et E les largeurs à l'entrée et à la sortie.

S'il y a deux ouïes la largeur à l'entrée est $2E_0$.

FIG. 8.



Si on connaît les rayons R et r ainsi que les vitesses w et w_0, on en déduira E et E_0 en écrivant que le débit est égal à l'entrée et à la sortie. Ce débit est le produit de la vitesse multiplié par la section normale à cette vitesse.

A l'entrée : . . . $Q = S_0 \sin\gamma\, w_0 = S_0 V_0$;
A la sortie : . . . $Q = S \sin\beta\, w$.

Le débit Q résulte de la vitesse admise dans les tuyaux. Si on néglige l'épaisseur des palettes et si on admet comme précédemment $w = w_0$ on a :

$$2\pi r \sin\gamma\, 2E_0 = 2\pi R \sin\beta E = Q : w;$$

d'où
$$E = \frac{Q}{w \times 2\pi R \sin\beta};$$

$$E_0 = E\,\frac{R \sin\beta}{r\, 2 \sin\gamma}.$$

Soit $\beta = 30^\circ$, $\sin 30^\circ = 0{,}50$; $\gamma = 45^\circ$, $\sin 45^\circ = 0{,}707$; on trouve :

$$E_0 = E \frac{R}{2r} \times 0{,}707$$

et pour $R = 2r$: $E_0 = 0{,}7\ E.$

En faisant $w > w_0$ ou en changeant le rapport $R : r$, on trouverait un rapport plus grand pour $E_0 : E$. Ce rapport atteint souvent l'unité ou $E_0 = E$.

En conservant $w = w_0$ et les mêmes angles donnés, on a pour le rapport des rayons :

$$\frac{R}{r} = \frac{E_0}{0{,}353E}$$

et pour $E = E_0$ on trouve : $r = 0{,}353R.$

Ouïes. — La section de chaque ouïe est au moins égale à celle de la tubulure d'aspiration de diamètre D :

$$\pi\,(r_{\text{II}}^2 - r_{\text{I}}^2) = \frac{\pi D^2}{4}$$

Le rayon r_{I} du moyeu est sensiblement égal au diamètre d de l'arbre. Suivant le mode de construction r_{II} est égal ou plus petit que r. La largeur l est comprise entre $l = r$ et $l = 0{,}5r$. Enfin $R = 1{,}8$ à $2r$.

Diamètre de l'arbre. — Le plus petit diamètre d sera :

$$d = 110 \sqrt{\frac{N}{n}} + 10 \text{ mill.}$$

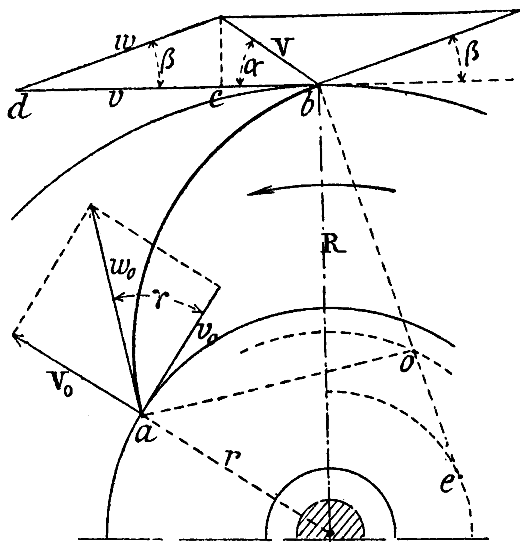
N puissance en chevaux $= \dfrac{1.000\,QH}{75\,K}$.

Ce diamètre est un peu augmenté dans le moyeu à cause du clavetage.

Tracé des palettes.

Tracé *(fig. 9)*. — On fait habituellement l'angle $\gamma = 45°$ et l'angle du dernier élément $\beta = 20°$ à $30°$. Le courbe de la palette est un arc de cercle dont on détermine le centre par tâtonnement. Ce centre O situé

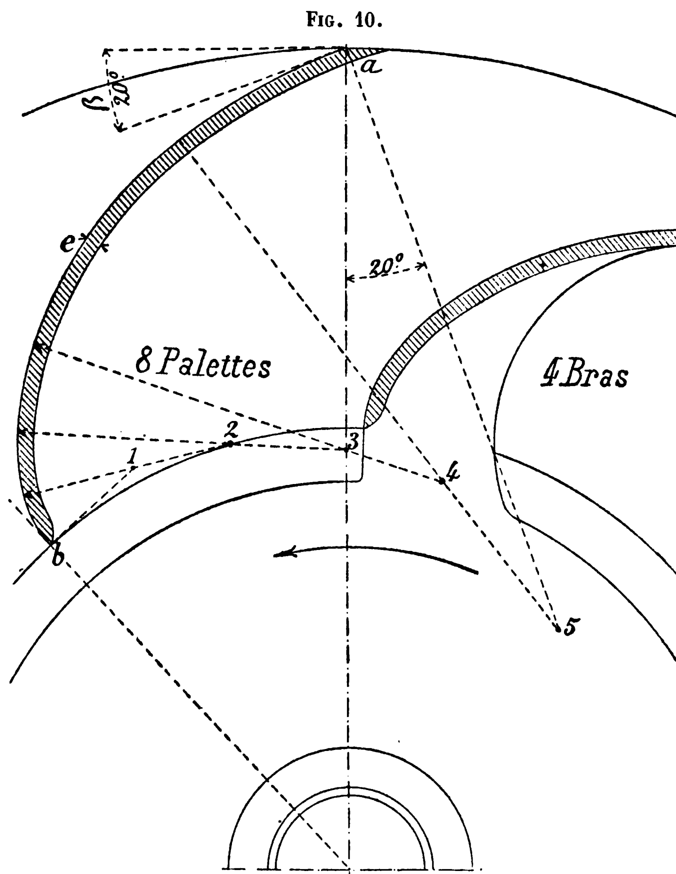
Fig. 9.



sur *ao* perpendiculaire à w_0 doit aussi se trouver sur *be* qui fait l'angle β sur le rayon en *b*. Ce tracé est celui des pompes *(Pl. IV)*. Le nombre des palettes est de six dans les petites pompes et de huit dans les grandes.

Autre tracé *(fig. 10)*. — Ce tracé est celui des pompes *(Pl. II)*. L'arc *ab* correspond à un angle au centre de 45° environ et l'angle β = 20°. La courbe *ab* est formée de cinq arcs de cercle dont les centres sont 1, 2, 3, 4, 5.

Fig. 10.



Ce tracé se fait par un simple tâtonnement.

Le premier élément de la palette en *b* est radial;

néanmoins, ces pompes fonctionnent bien. On peut s'expliquer que la résultante de V_0 et v_0 approche du rayon en considérant que dans ces pompes la tubulure d'amenée étant excentrée par rapport à l'axe de la pompe, l'eau traverse l'ouïe obliquement en tournant comme la roue, la vitesse V_0 d'arrivée sur les palettes fera un certain angle avec le rayon et par suite la resultante de V_0 et v_0 s'approchera du rayon.

Dans cette hypothèse la théorie précédente serait modifiée puisqu'elle suppose la vitesse V_0 dirigée dans le sens du rayon. Mais, dans l'application, cette théorie s'accorde avec les résultats de la pratique.

CHAPITRE III

CONSTRUCTION
INSTALLATION DES PRINCIPAUX TYPES
DE POMPES

Pompes L. Dumont *(fig. 11, Pl. I).*

Ces pompes, qui sont de beaucoup les plus répandues, ont toujours fourni, dans les essais comparatifs, les meilleurs rendements, ainsi que nous l'établirons plus loin.

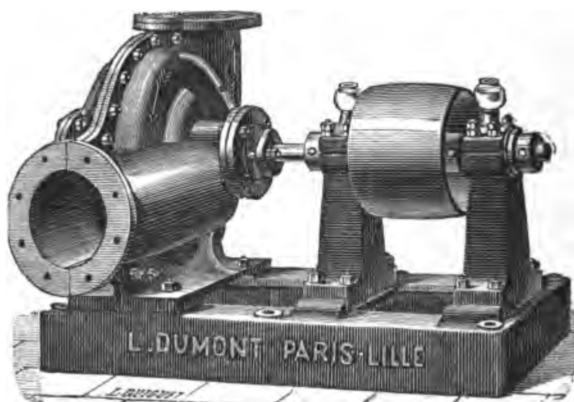
La tubulure d'amenée, dont l'axe est excentré par rapport à celui de la pompe, se divise en deux conduits se raccordant aux ouïes par un canal spiral à section décroissante. La roue est excentrée par rapport au corps de pompe.

Les boitards dans lesquels tourne l'arbre sont bagués en bronze ou en antifriction suivant la nature des eaux, en fonte pour les liquides alcalins. Ces boitards se prolongent jusqu'au moyeu de la roue, afin d'empêcher que des matières filamenteuses, entraînées par les eaux, ne puissent s'enrouler sur cet arbre.

De chaque côté du corps de pompe un conduit amène l'eau autour des boitards, afin d'en prévenir l'échauffement; cette eau atteint l'arbre derrière le presse-étoupe afin d'empêcher toute rentrée d'air.

L'arbre bute à son extrémité sur le fond du boitard

Fig. 11.



et il est maintenu contre tout déplacement longitudinal par des rondelles de butée placées de chaque côté des paliers.

L'eau sortant de la roue se répand dans toute la capacité du corps de pompe pour aboutir au conduit de refoulement.

Dans les grandes pompes *(Pl. II)*, l'arbre est garni d'une bague en bronze pour améliorer le frottement dans les boitards et en faciliter la réparation.

Le joint entre la roue et le corps est garni d'une bague en bronze que l'on remplace dès que le jeu est devenu trop grand, soit par le frottement dû aux vibrations de la roue si l'arbre a du jeu, soit par

l'usure causée par les eaux sableuses. Enfin, le corps de pompe forme autour de la roue un canal en spirale, à section croissante, jusqu'à la tubulure de refoulement.

Série commerciale *(fig. 12)*. — **Diamètre des tubulures.**— On voit par le tableau ci-contre que la tubulure de sortie est plus petite que celle d'aspiration.

La seule raison qu'en donne le constructeur, c'est qu'il se ménage ainsi la possibilité d'augmenter la section ou de diminuer la vitesse en adoptant un tuyau conique à la sortie.

Nous avouons ne pas comprendre l'utilité qu'il y a à étrangler d'abord la section pour l'augmenter ensuite.

Nous sommes donc, jusqu'à preuve du contraire, partisan de donner aux tubulures le même diamètre; ce qui n'empêche pas de diminuer V_1 en augmentant la section du tuyau de refoulement autant que possible. Les tubulures peuvent être orientées suivant les dispositions locales.

Installation et fonctionnement.

Ce qui suit s'applique à tous les systèmes de pompe. Quelle que soit l'installation, il convient, pour éviter un travail inutile, que le tuyau de refoulement débouche au-dessous du niveau d'amont. Cette condition importe surtout quand la pompe est située au-dessus de ce niveau, afin que l'ensemble forme siphon comme *(Pl. II)*.

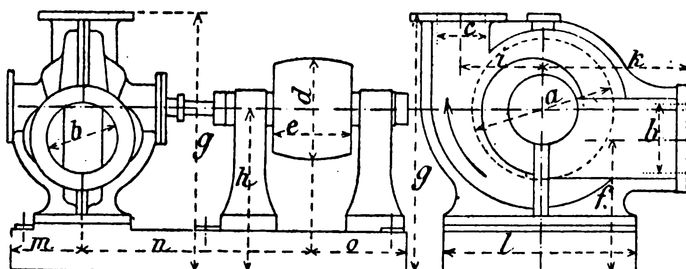
Données sur les pompes Dumont

Numéros		1	2	3	4	6	8	10
Hectolitres par minute		1,8 à 3	3,6 à 6	7,5 à 10	10 à 15	28 à 42	50 à 75	80 à 120
NOMBRE DE TOURS PAR MINUTE								
Hauteurs d'élévation	2m	1000	840	725	635	600	465	380
	4m	1190	1000	865	760	715	555	455
	6m	1330	1120	965	845	800	620	510
	8m	1450	1215	1050	920	870	675	555
	10m	1545	1300	1120	985	930	720	590
DIMENSIONS PRINCIPALES								
Turbine	*a*	210	250	290	330	350	450	550
Tuyaux	*b*	60	75	100	125	175	225	275
	c	45	60	75	100	150	175	225
Poulies	*d*	110	130	160	200	250	320	370
	e	110	130	150	190	200	280	300
	f	200	210	255	300	355	430	480
	g	400	460	525	615	690	850	970
	h	235	260	310	370	425	530	600
	i	105	125	145	155	160	240	290
	k	185	255	275	330	350	470	580
	l	275	300	350	400	480	600	700
	m	75	100	120	140	200	250	275
	n	345	435	460	555	625	740	825
	o	155	215	220	255	325	340	340
Prix (variable)		375f	450f	550f	700f	1000f	1500f	2100f
Poids		70k	130k	160k	290k	420k	675k	950k
Force en chevaux par mètre d'élévation		0,10 à 0,15	0,20 à 0,30	0,32 à 0,45	0,45 à 0,60	1,15 à 1,70	2,00 à 2,75	3,00 à 4,50

Installation de deux pompes *(Pl. II)*. — Cette installation est simple, les tuyaux et la pompe forment siphon et, pour empêcher le retour de l'eau, les tuyaux du refoulement sont munis d'un clapet.

La machine qui commande, au moyen d'une seule courroie, les deux pompes placées sur un même axe, est du système Sulzer frères de Winterthur, que nous avons décrit ailleurs (1).

Fig. 12.



Amorçage. — Éjecteur. — A une faible hauteur d'aspiration la pompe s'amorce seule, mais le plus souvent il faut l'amorcer. Si le tuyau d'aspiration est muni d'un clapet de pied, on peut amorcer en emplissant la pompe au moyen d'un entonnoir à robinet. Ce remplissage est facile si on dispose d'un réservoir supérieur. Pour les pompes puissantes, si on dispose d'une chaudière, on emploie un éjecteur *(fig. 13)*. Le volume d'air

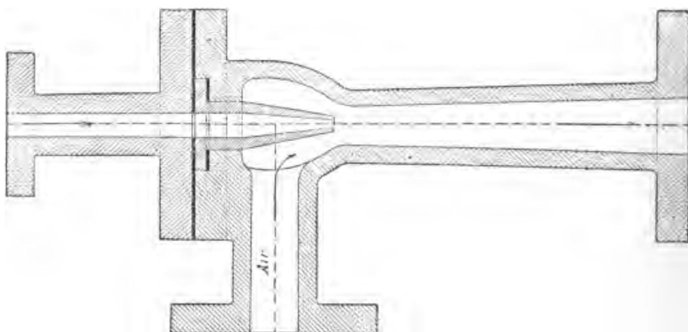
(1) Voir nos ouvrages : *les Machines à vapeur actuelles; les Machines à vapeur à l'Exposition de 1889.*

entraîné par minute varie avec les dimensions de l'éjecteur :

Le nº 1 enlève 300 litres.	Le nº 3 enlève 1200 litres.
Le nº 2 — 600 —	Le nº 4 — 1800 —

On peut ainsi calculer le temps de l'amorçage ou le numéro d'éjecteur à employer. Cet éjecteur peut être placé plus ou moins loin de la pompe; il est muni de

Fig. 13

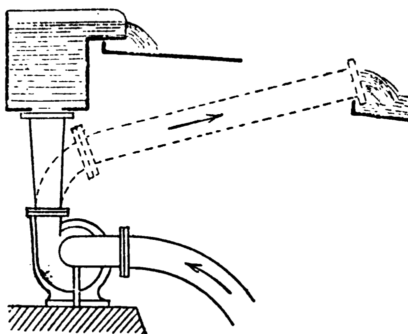


deux robinets: un pour la vapeur, l'autre pour l'air; mais il doit agir dans une capacité fermée, il faut donc munir la colonne de refoulement d'un clapet de retenue, à moins qu'elle plonge dans l'eau d'amont.

Désamorçage. — Il a lieu si l'aspiration prime le débit de la source. Pour se débarrasser des petites quantités d'air qui viennent se loger à la partie supérieure de la pompe on a pratiqué un petit conduit qui met en communication le haut du corps de pompe et le conduit de refoulement *(fig. 1, Pl. I)*; mais cela ne suffit pas toujours.

Pour des épuisements en fouilles nous nous sommes bien trouvé de l'emploi d'un coffre à déversoir à la partie supérieure du tuyau (*fig. 14*). Dès qu'on voyait le débit diminuer on ralentissait la marche, les bulles d'air se dégageaient et, l'eau du coffre remplissant la pompe, on pouvait la remettre à sa marche normale. On obtient le même effet, si le tuyau de refoulement a quelques mètres de longueur, en l'établissant en rampe de la pompe à la sortie.

Fig. 14.



Pour l'aspiration dans un forage, un puits, etc., dont le niveau peut baisser beaucoup, on prévient le désamorçage en prolongeant le tuyau d'aspiration à 10 mètres en contre-bas du niveau normal ; ainsi la pompe parvenue à sa limite d'aspiration n'élèvera plus d'eau, mais elle ne prendra pas d'air.

Dans les puisards ordinaires à niveau très variable on prévient le désamorçage en disposant (*fig. 15*) un flotteur qui ramène au puisard l'eau de la colonne de refoulement dès que le niveau atteint une certaine limite.

Hauteur d'aspiration.—Elle peut atteindre 6 à 7 mètres, mais il est préférable de la limiter à 4 ou 5 mètres et même moins si possible, le fonctionnement en sera d'autant plus sûr.

Si même il s'agit d'élever des eaux chaudes, il faut placer la pompe en contre-bas du niveau, de façon que l'aspiration se fasse en charge.

Limite d'élévation. — La hauteur totale d'élévation est limitée, pour une pompe construite, par le nombre de tours qui croît avec la hauteur. Les modèles courants peuvent élever l'eau à 12 ou 15 mètres. Les modèles

Fig. 15.

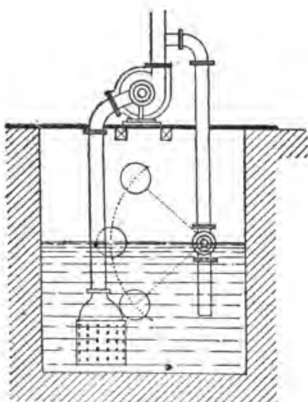
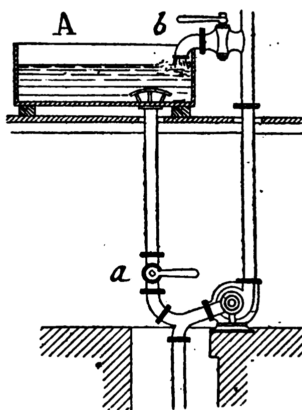


Fig. 16.



spéciaux, de plus grand diamètre, peuvent atteindre 25 à 30 mètres. Mais le rendement diminue avec la hauteur.

Accouplement. — Dès qu'on dépasse 12 à 15 mètres il est préférable d'accoupler les pompes, à raison de 10 à 12 mètres par pompe, en mettant le conduit de refoulement de la première en communication avec l'aspiration de la seconde et ainsi de suite, soit par étages (*fig. 17*), soit groupées sur un même axe (*fig. 18*), et conduites par une seule courroie ou un seul moteur spécial.

Élévation en deux fois. — On peut avec une pompe unique *(fig. 16)* élever l'eau d'abord dans un réservoir A, en fermant le rohinet *a* et en ouvrant celui *b* ; puis, en ouvrant *a* et fermant *b*, reprendre cette eau en A pour l'élever au-dessus.

La pompe devra être d'un débit double de celui qu'elle aurait si sa marche était continue. Mais une pareille installation n'est possible que si l'aspiration peut être intermittente.

Fig. 17.

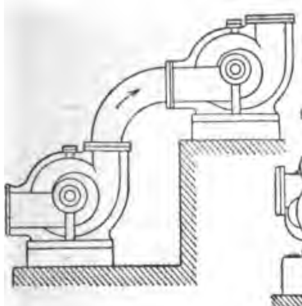
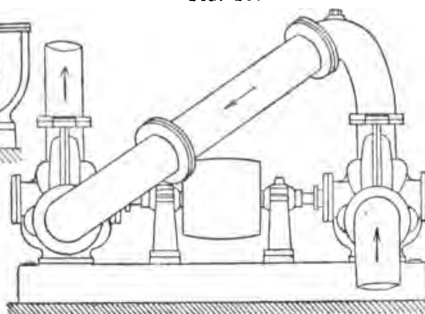


Fig. 18.



Pompe-drague, par L. Dumont

(fig. 19 — Pl. I, fig. 4-5-6).

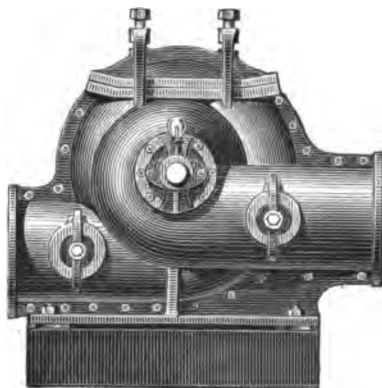
La pompe centrifuge permet de draguer des sables et vases molles, convenablement diluées dans l'eau ; elle aspire et refoule, même à une grande distance, ce mélange d'eau et de sable.

La roue est constituée simplement par des palettes en acier, de forme rectangulaire et légèrement cintrées, entièrement démontables, qui se meuvent entre deux disques en acier.

Le corps de pompe est à deux ouïes ou à une seule

ouïe; les tubulures sont dans le prolongement l'une de l'autre et à la partie inférieure; des bouchons permettent le nettoyage complet de la pompe; enfin, un large regard à la partie supérieure permet de démonter et remplacer les palettes sans démonter la pompe.

Fig. 19.



Deux bagues *a,a* fixes sur l'axe forment les fonds des presse-étoupes, dont la garniture est divisée en deux par les bagues *b,b*, rainées et percées, et dont la fonction est de laisser pénétrer l'huile de graissage tout autour de l'arbre.

La pompe à draguer est toujours installée dans le bateau au-dessous du niveau de l'eau; elle est ainsi toujours amorcée. Le tuyau d'aspiration est muni d'une rotule qui permet de le faire plonger plus ou moins ou de le relever entièrement; son extrémité porte, au lieu d'une crépine, une sorte de cuillère munie d'un large grillage pour retenir les corps trop gros.

Le rendement mécanique (0,40 à 0,50) ne peut être

considéré comme précédemment; il suffit que le prix du mètre cube de déblai coûte moins cher que par tout autre moyen pour que l'emploi de la pompe soit justifié.

Proportion du déblai. — La proportion des matières solides, au volume total aspiré par la pompe, peut être de 15 à 20 %, même 25 %. Cette proportion est d'autant plus grande que les matières solides sont plus divisées, plus ténues et mieux mêlées à l'eau.

Travail mécanique. — Le travail qu'absorbe une pompe à draguer, ou employée au transport de déblais aspirés dans un bateau, ne peut se calculer que d'après les résultats d'observation.

Voici, d'après M. Dumont, les bases de ce calcul:

La vitesse du mélange ne doit pas dépasser $1^m,30$ à cause des frottements qui en résultent dans les tuyaux.

1° Pompes à draguer, comportant généralement peu de tuyaux. — « Ajouter à la hauteur d'élévation au-dessus du niveau de l'eau, une constante de 5 mètres, représentant la somme des résistances et supposer pour le volume total (eau et déblai) un rendement = 0,40. »

Exemple. — Soit à draguer 50 mètres cubes à l'heure et les élever à 4 mètres. — Le déblai étant généralement de 1/6 du volume total, celui-ci sera :

$$\frac{50000 \times 6}{3600} = 84 \text{ litres par seconde.}$$

D'où le travail en chevaux pour un rendement = 0,40 :

$$\frac{(4 + 5) \times 84}{0,40 \times 75} = 25 \text{ chevaux.}$$

2° Cas du transport des déblais. — « Faire le calcul comme pour de l'eau, en tenant compte du frottement dans les tuyaux, puis augmenter de moitié le travail ainsi trouvé. »

Exemple. — Soit encore à enlever 50 mètres cubes à l'heure, ou 84 litres par seconde, à une hauteur de 4 mètres et à une distance de 150 mètres, au moyen de tuyaux de 300 millimètres de diamètre.

La proportion du mélange étant 1 à 6.

La vitesse dans les tuyaux de 300 mil. . . $1^m,20$

Le frottement. . . . . $= 0,007 \times 150 =$ $1^m,05$

La hauteur totale y compris frottement $=$ $5^m,05$

Soit en chevaux, pour un rendement de 0,50.

$$\frac{84 \times 5,05}{0,5 \times 75} = 11,33 \text{ chevaux}$$

et en ajoutant 50 %, soit 17 chevaux.

Autre Exemple. — Soit à vider un bateau de 50 mètres cubes en 25 minutes, ou :

$$\frac{50000}{25 \times 60} = 33,33 \text{ litres par seconde.}$$

qu'il faut refouler à une hauteur de 4 mètres et à la distance de 150 mètres avec des tuyaux de 300 millimètres. La proportion du déblai au volume total étant de 1 à 4.

Pour ce débit la vitesse dans les tuyaux $= 1^m,95$.

Le frottement représente. . $150 \times 0,078 = 2^m,70$.

D'où la hauteur fictive d'élévation . . . $= 6^m,70$.

Le volume total à enlever par seconde est :

$$33,33 \times 4 = 133,33 \text{ litres.}$$

En comptant sur un rendement de 0,50, on a :

$$\frac{133,33 \times 6,70}{0,5 \times 75} = 23 \text{ chevaux } 8.$$

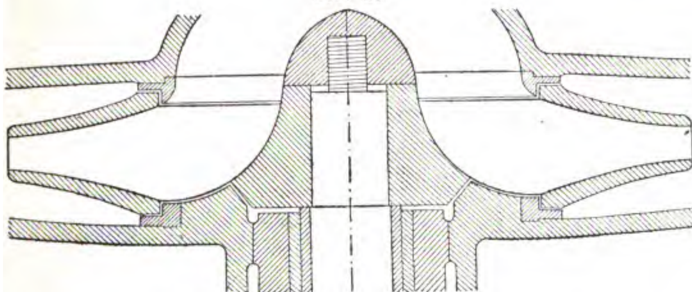
En ajoutant 50 %, soit un travail de 36 chevaux.

A ce travail il faut ajouter celui nécessaire pour jeter dans le bateau le volume d'eau qu'exige le mélange (terre et eau) pour que la pompe puisse l'aspirer.

Pompe à une ouïe équilibrée (*fig. 20*).

On a construit depuis longtemps des pompes à une seule ouïe et cette disposition peut être avantageuse. Mais il se produit sur la face opposée à l'ouïe une poussée égale à $\pi(r^2 - r_1^2)H$ qu'il faut combattre par

Fig. 20



un palier à collets multiples, d'où frottement et diminution du rendement.

M. L. Dumont supprime totalement la poussée dans ses pompes à une seule ouïe, en conservant le double joint entre la roue et le corps, comme l'indique la figure 20 ci-dessus. Le reste de la pompe est identique aux pompes ordinaires.

Pompes Wauquier.

M. Wauquier, successeur de M. Neut fils, construit, outre la série ordinaire, une série de *Pompes Bis,* pouvant élever l'eau jusqu'à 30 mètres. Cette série se distingue en ce que le diamètre extérieur de la roue est environ deux fois et demie le diamètre intérieur ou

$$R = 2{,}5\ r.$$

Le dessin que nous donnons *(fig. 3, Pl. 1),* est celui de la pompe n° 2 bis.

Voici quelques données sur ces pompes Bis.

Série de pompes spéciales *(bis).*

Numéros	2	3	4	6	8	10	12
Hectolitres par minute	3.6 à 6	7.5 à 10	10 à 15	28 à 42	45 à 75	75 à 120	120 à 180
Haut. d'élévation Mètres	NOMBRE DE TOURS						
4	670	625	615	505	390	340	315
6	750	700	680	560	430	375	350
8	815	760	740	610	470	410	380
10	875	810	790	650	500	435	405
12	920	855	835	685	530	460	430
15	980	915	890	730	565	490	460
20	1135	1050	1020	835	645	565	525
25	1260	1160	1130	925	715	620	580
30	1370	1270	1240	1015	780	675	635

Pompe Gwynne *(Pl. III).*

Les constructeurs, MM. John et Henry Gwynne, ont baptisé leur pompe du nom « Invincible ».

Ce qualificatif ne saurait, à lui seul, établir une supériorité quelconque sur les autres pompes ; les essais que nous rapportons ci-après l'indiquent assez.

Cependant, pour se prononcer d'une façon certaine au point de vue du rendement, il faudrait des essais comparatifs plus complets. Nous nous bornerons donc à étudier la construction.

Le dessin que nous donnons *(Pl. III)*, comporte une roue de grand diamètre par rapport au diamètre des ouïes. Dans le but de supprimer la perte par le jeu existant entre les joues de la roue et le corps de pompe dans les types précédents, les constructeurs ont supprimé les joues ; les palettes coniques tournent avec un faible jeu entre les faces également coniques du corps de pompe. Enfin, les presse-étoupes sont éloignés du moyeu, pour diminuer le diamètre de l'ouïe.

Cette construction peut présenter des inconvénients. Si les eaux entraînent des éclats de bois, ils peuvent être pincés entre les palettes et le corps et faire frein ; si les eaux entraînent des matières filamenteuses, elles peuvent s'enrouler sur l'arbre et aussi être pincées entre les palettes et le corps.

Le tracé des palettes nous paraît un peu fantaisiste; la courbure très prononcée de leurs extrémités est irrationnelle : l'eau ne peut pas suivre cette courbure.

Le canal-spiral, à section circulaire croissante, qui entoure la roue et aboutit au conduit de refoulement,

est fondu d'une seule pièce avec l'un des fonds du corps de pompe et c'est par l'autre fond démontable que l'on entre ou sort la roue à palettes.

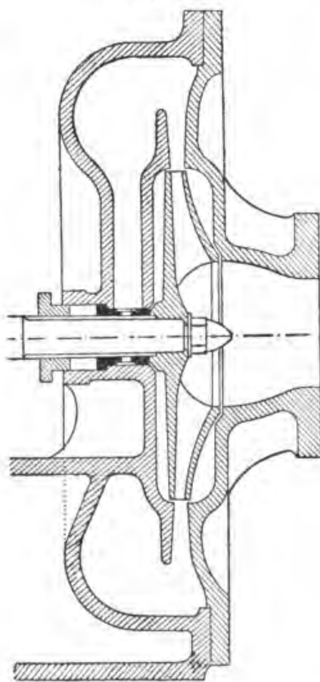
La surface de joint de ce fond est même entaillée pour laisser passer les extrémités des palettes.

Aucune disposition n'est prise pour éviter les rentrées d'air par les presse-étoupes.

Pompe Decœur *(fig. 21)*.

Cette pompe, construite par la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, est à une seule ouïe. Elle se distingue simplement par l'addition, autour de la roue, d'un canal annulaire évasé, appelé ejecteur ou diffuseur. Ce diffuseur a depuis longtemps été appliqué par Girard aux turbines noyées (1), puis abandonné. Il a été souvent appliqué aux ventilateurs.

Fig. 21



C'est probablement en partant de cette énonciation fausse, émise par certains théoriciens que « la vitesse absolue V de sortie de l'eau est perdue en agitations inutiles », que l'auteur a adopté le diffuseur dans le

(1) Voir notre *Traité des moteurs hydrauliques actuels.*

but de récupérer cette perte, et il en a donné, paraît-il, une théorie dans les *Annales des Ponts et Chaussées*.

Or nous avons fait voir que la vitesse absolue de sortie V n'est nullement perdue ; elle concourt avec la vitesse v à assurer l'élévation de l'eau :

Les essais comparatifs que nous rapportons plus loin établissent que cette pompe ne présente aucune supériorité sur la pompe Dumont.

Par contre, il résulte de l'addition de ce diffuseur que, toutes choses égales, les dimensions et poids de ces pompes sont plus élevés que ceux d'une pompe ordinaire.

De plus, la poussée $\pi\ (r^2 - r_1^2)$H qui se produit sur la roue, engendre un frottement supplémentaire qui ne peut qu'atténuer le rendement.

r rayon du côté de l'ouïe.

r_1 rayon de l'arbre.

Notre dessin se rapporte à une pompe avec moteur spécial pour l'épuisement des compartiments de navires. Son débit, à 500 tours, est de 120 mètres cubes à l'heure, la hauteur H étant faible. Le socle du petit moteur est venu de fonte avec le corps de pompe. Les palettes courbes font un angle intérieur $\gamma = 45°$ et un angle extérieur $\beta = 30°$ environ.

Quelques essais de rendement.

Les premiers essais sur la pompe Appold à Londres en 1851 ont été faits par M. A. Morin ; nous les avons rappelés dans la préface.

4

Les essais officiels que nous connaissons sur les pompes actuelles sont peu nombreux et partout incomplets.

Voici d'abord des essais faits au Havre par l'administration des Ponts et Chaussées, en 1880, pour l'épuisement de formes de radoub. L'élévation variait de 4^m,80 au début à 9^m,50 à la fin, soit une élévation moyenne de 7^m,15. Il a été fait deux essais par pompe.

Essais comparatifs — Le Havre 1880

		TOURS	TRAVAIL EN CHEVAUX EN EAU ÉLEVÉE	TRAVAIL EN CHEVAUX INDIQUÉ	RENDEMENT INDIQUÉ	CHARBON PAR CHEVAL EN EAU ÉLEVÉE
						kil.
Dumont. . .	1°	478	16,02	24	0,668	4,97
	2°	484	16,63	26,8	0,620	4,70
Decœur. . .	1°	550	14,4	21,2	0,677	4,91
	2°	530	12,8	21,3	0,660	4,41
Gwynne. . .	1°	592	10,76	26,7	0,40	5,97
	2°	576	10,45	27,5	0,38	6,56

Un cheval en eau élevée 75 × 3.600 — 270.000 litres élevés à 1 mètre.

Ces essais, les seuls que nous connaissions où les trois types de pompes puissent être comparés, établissent la supériorité de la pompe L. Dumont.

Les essais qui suivent sont spéciaux aux pompes Decœur et Gwynne, mais ils ne peuvent en aucune façon établir leur supériorité. Toute comparaison ne peut être faite qu'entre des pompes essayées dans les mêmes conditions.

ESSAIS FAITS A BREST SUR UNE POMPE DECOEUR AYANT : DIAMÈTRE DE LA ROUE 0m,22, LARGEUR A LA SORTIE 0m,010

Q, — débit en litres par minute ;
K, — le rendement en centièmes ;
H, — hauteur d'élévation (a varié de 3 à 9 mètres).

Pompe Decœur — Brest 1887

TOURS	900		1050		1100		1200		1300	
H	Q	K	Q	K	Q	K	Q	K	Q	K
3	882	66	—	—	—	—	—	—	—	—
4	742	70	1055	66	1 44	64	1278	57	—	—
5	576	69	966	74	1067	70	1212	62	—	—
6	291	38	745	78	858	74	1056	63	1215	53
7	—	—	383	59	561	68	853	64	1080	52
8	—	—	89	21	286	48	643	65	930	55
9	—	—	—	—	—	—	444	53	773	60

Le rendement a été maximum à 1.050 tours pour = 6 mètres. Le rendement est maximum à chaque vitesse pour une certaine hauteur H, mais ce maximum diminue à mesure que H augmente; le débit correspondant à K maximum n'est pas constant.

Pompes Gwynne.

Nous avons reçu avec le catalogue Gwynne, le compte rendu des essais faits à « Groote Ypolder » (Hollande). Chaque pompe de 975 millim. de diamètre de roue, est conduite par une machine compound à condensation; elle élève à une hauteur variable de 3m,80 à 4m,46 un volume de 123 à 101 mètres cubes par minute, à 106,5 tours.

Les résultats moyens des essais sont les suivants :

Kilog. de vapeur par kilog. de charbon.	$7^{kg},6$
Charbon par cheval-heure en eau élevée.	$1^{kg},76$
Travail utile en chevaux, en eau élevée.	104,80
Travail indiqué	159,80
Rendement indiqué $= \ldots \ldots \frac{104,8}{159,8}$	0,656

Nous trouverons ce même chiffre (chap. IV) pour les pompes J. Farcot.

Pompes J. Farcot *(fig. 22, 23).*

Ces pompes sont du type à une seule ouïe. Le corps de pompe, fixé au bâti par une large bride, peut

Fig. 22

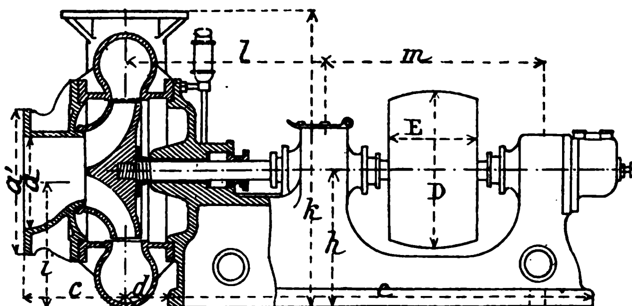
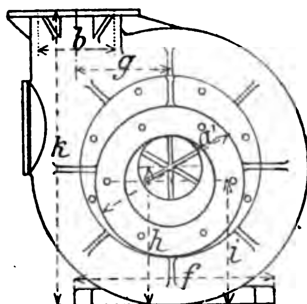


Fig. 22 *bis.*



prendre telle orientation qui convient le mieux à la tubulure de refoulement. Le canal de refoulement, qui entoure la roue est à section circulaire croissante convenablement raccordée avec l'orifice de sortie de la roue.

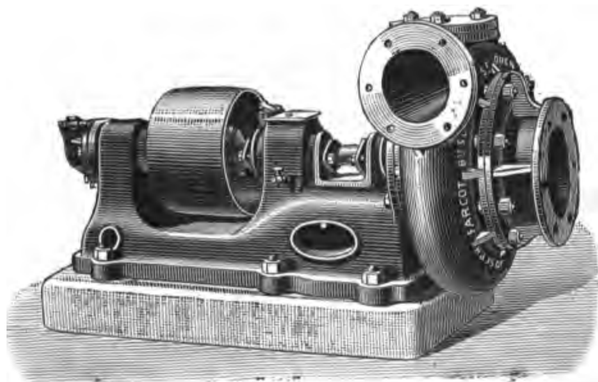
Données sur les pompes J. Farcot

Numéros		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Hectolitres par minute		3,6	7,2	13,2	21,6	33	48	72	120	210	312
NOMBRE DE TOURS PAR MINUTE											
Hauteurs d'élévation H	2	602	475	415	368	328	293	254	212	166	130
	4	860	670	588	520	464	414	360	300	234	182
	6	1060	822	718	638	569	508	440	368	285	223
	8	1230	950	830	736	656	586	508	425	331	258
	10	1360	1060	927	823	735	655	568	475	370	288
	15	1660	1300	1135	1005	900	803	695	582	454	352
	18	1820	1420	1245	1100	985	880	760	636	500	386
DIMENSIONS PRINCIPALES											
Tuyaux	*a*	75	100	150	175	200	250	275	300	400	500
	a'	225	250	306	338	358	411	425	475	582	682
	b	75	75	125	150	175	200	250	275	400	500
Poulie	D	100	150	250	320	360	400	520	620	730	900
	E	80	100	130	160	200	250	320	380	420	500
	c	115	145	182	218	228	275	280	310	395	520
	d	37	40	51	70	78	120	134	165	207	222
	e	451	550	660	710	910	1006	1068	1277	1475	1688
		533	652	792	874	1115	1,26	1,39	1,66	1,90	2,19
	f	268	326	360	417	480	530	680	760	940	1,09
	g	106	155	167	195	230	256	302	393	500	703
	h	155	210	245	285	340	375	395	480	650	700
	i	146	201	221	260	315	340	363	458	510	632
	k	375	470	565	665	780	875	948	1,16	1,50	1,78
	l	245	285	344	378	471	532	582	680	732	835
	m	190	223	275	308	400	454	520	622	700	820
		272	325	407	472	605	708	845	1007	1125	1325
Poids		90	120	180	295	470	610	950	1540	2560	4200

Des essais faits par le constructeur il résulte que ce canal à section croissante donne un rendement supérieur de 3 % à celui que donnerait un canal de section constante.

La largeur des sections de passage dans la roue rend impossible une obstruction. Le tracé des palettes est

Fig. 23



indiqué planche IX; le dernier élément fait un angle $\beta = 90°$ (2e système chap. II).

Nous ne connaissons pas d'essais sur ces pompes. D'après le constructeur, le rendement serait à peu près constant jusqu'à $H = 20$ mètres.

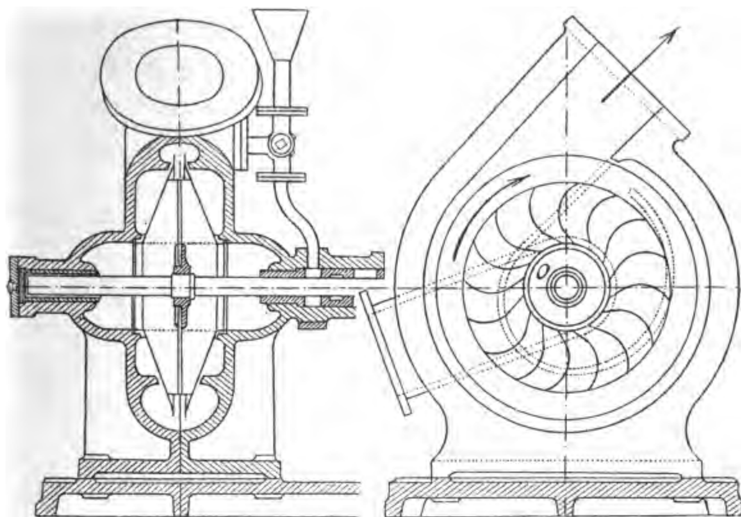
Mais, comme nous l'avons dit et comme le prouvent les essais précédents nous ne saurions calculer une pompe avec un rendement constant à toute hauteur. Le rendement indiqué $= 0,65$, obtenu sur les puissantes pompes de Khatatbeh (chap. IV), correspond à $0,65 : 0,90 = 0,70$ environ de rendement effectif. Mais, pour de petites pompes et suivant la hauteur H, il sera prudent de ne compter que sur un rendement $K = 0,60$ à $0,40$.

Pompe E. Farcot *(fig. 24-25).*

Cette pompe se distingue des précédentes en ce que le dernier élément des palettes fait un angle $\beta > 90^{\circ}$ (3e système — chap. II).

La roue est construite en tôle et les palettes sont prises entre deux joues coniques qui se prolongent un

Fig. 24-25



peu au delà des palettes en rétrécissant ainsi la section de sortie.

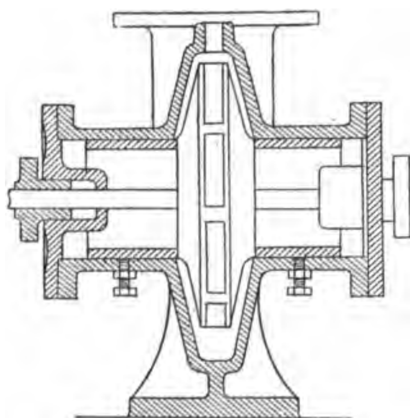
Nous ne nous expliquons pas la raison de ce rétrécissement.

Nous n'avons pas de résultats d'essais sérieux faits sur ces pompes.

Joint Pilter (*fig. 26*).

Pour rattraper l'usure du joint entre la roue et le corps, M. Pilter prolonge chaque ouïe par un cylindre dans lequel est ajustée une bague mobile que l'on rapproche à volonté de la roue et que l'on fixe au moyen de vis à tête extérieure.

Fig. 26



La grande portée de l'arbre, qui résulte ainsi de l'éloignement des presse-étoupes, est une mauvaise chose.

Ce dispositif ne saurait s'adapter aux grandes pompes. Nous indiquerons au chapitre IV d'autres dispositions.

Résumé des avantages de la pompe centrifuge.

La pompe centrifuge présente: 1° l'avantage de fournir un grand débit sous un petit volume. Cela tient à ce que le mouvement continu de l'eau produit par la force centrifuge permet à cette eau de prendre dans les tuyaux des vitesses de trois et quatre mètres, tandis que dans les pompes à piston, à mouvement alternatif, cette vitesse ne peut dépasser $0^m,50$ sans produire des coups de bélier.

2° La simplicité de l'organe essentiel, la roue à palettes, jointe à cette continuité du mouvement de l'eau, donne à cette pompe l'avantage très grand de pouvoir élever des eaux chargées de matières solides. C'est ainsi que seule elle peut servir à l'élévation des eaux d'égouts, aux épuisements en fouilles, etc., au dragage des sables ou vases.

C'est surtout pour l'élévation de gros volumes d'eau à de faibles hauteurs que la pompe centrifuge est supérieure à la pompe à piston.

Mais le débit minimum d'une pompe est limité ainsi que la hauteur utile de refoulement. On reviendra donc à la pompe à piston pour les débits très variables et ceux très faibles, ainsi que pour les refoulements sous pression ou à grandes hauteurs.

Le rendement de la pompe centrifuge, dans de bonnes conditions, atteint 0,65 du travail indiqué ou 0,70 du travail effectif dépensé, et ce rendement n'est guère dépassé par les pompes à piston alternatif. Il n'est dépassé que par les pompes rotatives (chap. V).

La grande vitesse qu'exigent ces pompes ne peut que bien rarement constituer un inconvénient.

CHAPITRE IV

CONSTRUCTION INSTALLATIONS DE GRANDES POMPES ET CALCULS JUSTIFICATIFS

Pompes de Gênes, par L. Dumont

(Pl. II, fig. 3 et 4).

Cette installation a été faite par la maison Escher Wyss de Zurich, à laquelle M. L. Dumont a fourni les pompes au nombre de trois. Les formes de radoub de Gênes peuvent se diviser en deux au moyen d'une porte, et chaque moitié cube environ 17.000 mètres. La hauteur d'élévation varie de 0 à 9 mètres.

Dans ces conditions, l'épuisement des 17.000 mètres cubes s'est fait, avec deux pompes, en 99 minutes; soit en moyenne par pompe, 1.431 litres par seconde.

Le nombre de tours des pompes est de 150 au commencement et 170 à la fin.

La vitesse de l'eau dans le tuyau d'aspiration de 0,70 au débit moyen de 1.430 litres est $3^m,70$.

Calcul du débit. — Nous ne connaissons pas les pertes de charge dans les canaux d'amenée et de refoulement; nous calculerons donc le débit pour une hauteur $H = 5$ mètres, à la vitesse moyenne de 160 tours $= n$.

Nous avons : $R = 0^m,850$; $E = 0^m,180$;

$\beta = 20°$; $\cos 20° = 0,94$; $\sin 20° = 0,342$;

Nombre des palettes $m = 8$; leur épaisseur $e = 20$ m/m.

Appliquons les relations du chapitre II page 23 :

$$v = 0,105 R n = 0,105 \times 0,85 \times 160 = 14^m,28$$

Nous admettons un rendement $K = 0,50$.

D'où :
$$V \cos \alpha = \frac{gH}{Kv} = \frac{9,81 \times 5}{0,5 \times 14,28} = 6^m,87.$$

La vitesse de sortie sera :

$$w = \frac{v - V \cos \alpha}{\cos 20°} = \frac{14,28 - 6,87}{0,94} = 7^m,88.$$

La section de sortie S, normale à w, est :

$$S = (2\pi R \sin 20° - me)E$$

$$S = (6,28 \times 0,85 \times 0,342 - 8 \times 0,02)0,18 = 0^m,30.$$

Pour un rendement hydraulique de 0,90 le débit par seconde est donc :

$$Q = Sw \times 0,9 = 0,30 \times 7,88 \times 0,9 = 2^{m^3},127 \text{ litres.}$$

Calcul du débit pour $H = 9^m$ — *à 170 tours :*

$$v = 0,105 \times 0,85 \times 170 = 15^m,17$$

$$V \cos \alpha = \frac{9,81 \times 9}{0,5 \times 15,17} = 11^m,64$$

$$w = \frac{15,17 - 11,64}{0,94} = 3^m,75$$

$$Q = 0^m,300 \times 3,75 \times 0,9 = 1^{m^3},0125.$$

Pompes de Dunkerque *(Pl. III à V)*, **par la Compagnie de Fives-Lille.**

Description générale. — Toute la machinerie du port de Dunkerque a fait l'objet d'un concours à la suite duquel la Compagnie de Fives-Lille a été chargée de l'exécution.

Nous ne nous occupons que des pompes. Les machines et pompes d'épuisement installées dans une fosse *(Pl. III)* sont de deux types : 1° les pompes centrifuges pour l'épuisement des formes ; 2° les pompes d'entretien, verticales à double effet, destinées à l'extraction des eaux d'infiltration pendant le séjour des navires en formes.

Les machines actionnant les pompes centrifuges sont du type pilon compound (1). Le petit cylindre est à distribution Meyer variable à la main, le grand est à distribution fixe par tiroir Trick. Elles sont à condensation et l'eau, prise à la partie inférieure du corps de pompe, étant en charge sur le condenseur, celui-ci est muni d'une soupape à flotteur qui empêche l'immersion du grand cylindre.

Les pompes centrifuges *(Pl. IV et V)* ont leurs axes en prolongement de ceux des machines auxquels ils sont liés par des embrayages à tocs. Elles sont munies chacune d'une soupape de prise et d'un clapet de retenue au refoulement.

La soupape de prise *(fig. 3, Pl. V)* est manœuvrée par l'intermédiaire d'un levier, par le volant A, au

---

(1) Voir notre ouvrage : *les Machines à vapeur à l'Exposition de 1889.*

moyen de roues d'angle et d'un écrou tournant au sommet de la colonnette ; la tige vissée est guidée à la base de la colonnette par un coulisseau B *(Pl. V)*.

Cette soupape est annulaire, à double siège, en deux parties boulonnées ; elle est alésée sur toute sa hauteur et coulisse sur le tuyau au diamètre de 920 mill.

Cette partie du tuyau comporte sept orifices séparés par sept membranes amincies à l'extérieur pour faciliter l'accès de l'eau. Les deux sièges sont garnis de caoutchouc.

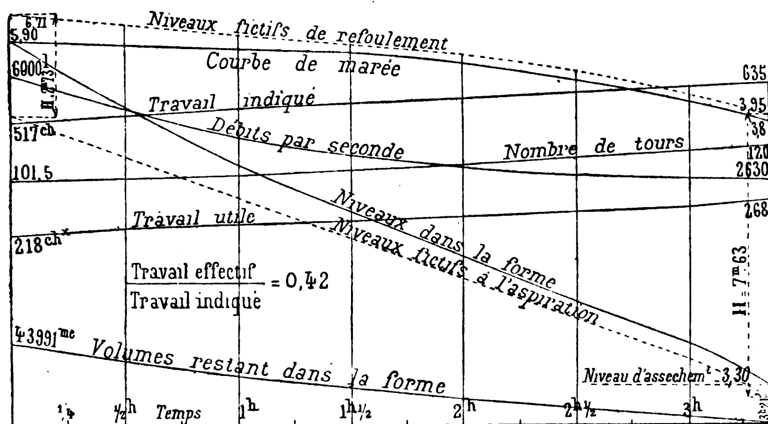
Le tuyau de refoulement *(Pl. IV)* se termine par un siège incliné, garni en bronze, sur lequel peut s'appliquer un clapet garni de cuir. Ce clapet est relié au siège par deux bielles *a* qui passent dans les étriers *b* avec un certain jeu, lui laissant ainsi une mobilité suffisante pour bien s'adapter sur son siège. Ce clapet est manœuvré par une bielle réunie à une tige, guidée à ses deux extrémités et mue à la partie supérieure par un treuil à chaîne Galle *(fig. 3)* placé au niveau du sol.

Les quatre pompes doivent élever, de la cote $+ 5^{m},91$ (niveau moyen des hautes mers de vives eaux) à la cote $-3,30$, un volume d'eau de 44.962^{m3}, dont $43.947 =$ la contenance de la forme, $440^{m3} =$ le volume dans l'aqueduc d'amenée au-dessus de la cote — 3,30, enfin 575^{m3} celui, supposé, des infiltrations pendant l'épuisement.

Cette condition sera remplie avec une admission de 0,37 au petit cylindre pendant tout l'épuisement, le nombre de tours variant de 102 au commencement et 120 à la fin de l'épuisement.

Diagramme d'épuisement *(fig. 27)*. — Il résume toutes les conditions de cet épuisement qui se fait, bien entendu, à marée descendante. Les niveaux fictifs, à l'aspiration comme au refoulement, résultent des pertes de charge dans les canaux et tuyaux ; elles diminuent

FIG. 27



à mesure que le débit diminue. Cette perte de charge au début = 2m,730. La perte de charge et différence de niveaux à la fin = 7m,630. Le débit pour une seule pompe est au début 1.500 litres, à la fin 657 litres.

Détails de construction. — Chaque pompe est boulonnée sur le même diaphragme ou bâti en fonte, qui reçoit aussi la machine et qui recouvre le puisard. Le sol autour des pompes et des machines est formé de tôles striées, maintenues un peu au-dessus du diaphragme.

Le tuyau d'aspiration vient se terminer autour de chaque œillard par un canal spiral. L'eau sortant de la roue se répand dans tout le corps de pompe, excentré par rapport à la roue.

Ce corps de pompe est en deux parties boulonnées, suivant un plan horizontal passant par l'axe; cette construction permet, en enlevant la partie supérieure, de pouvoir enlever la roue facilement, sans démonter la tuyauterie; c'est là un point essentiel pour de grandes pompes fixes. La figure 2, planche V, est la vue en plan de la partie inférieure du corps de pompe seul. Les coupes *ab* et *cd (Pl. IV)*, faites aux extrémités de la nervure *ac* qui sépare la chambre de refoulement du corps de pompe du conduit de sortie, complètent la lecture des dessins.

L'arbre de la pompe, dont les portées sont garnies de bronze, tourne sur tasseaux de gaïac *(fig. 5, Pl. I)*. Chaque boitard, dont l'un à presse-étoupe, reçoit de l'eau prise au sommet du corps de pompe *(fig. 1)*.

Le joint entre la roue et le corps de pompe comporte le dispositif Barret *(fig. 4, Pl. V)*, dont le but est de réduire le jeu et par suite les pertes d'eau et d'assurer ainsi un rendement constant.

Une rondelle en bronze *a*, en deux pièces, est fixée au corps de pompe; une seconde rondelle en bronze *b*, en section de cornière, est emboîtée sur la roue avec interposition d'une mince couche *c* de caoutchouc, enfin un anneau *d* en caoutchouc ferme le joint.

Cette rondelle *b* est entraînée par des goujons dont la tête a un certain jeu dans les trous correspondants de la rondelle, elle présente donc une certaine mobilité qui lui permet, sous l'action de la pression *p* existant en marche, de s'appliquer contre la rondelle *a* en supprimant ainsi le jeu. Un éjecteur placé au sommet du corps de pompe sert à l'amorçage de la pompe.

Calcul du débit des pompes. — Nous calculerons ce débit au commencement et à la fin de l'épuisement. On voit d'après le diagramme *(fig. 21)*, que le rendement indiqué admis = 0,42, constant du commencement à la fin de l'épuisement. Ce rendement indiqué correspond au rendement effectif sur l'arbre :

$$0,42 : 0,85 = 0,50 \text{ environ.}$$

Mais, pour assurer une marge suffisante au fonctionnement, nous ne prendrons, comme nous l'avons dit, que les 0,8 de ce rendement, soit K = 0,42, rendement effectif. Appliquons les relations de la page 23.

Angle $\beta = 18°$; $\cos 18° = 0,95$; $\sin 18° = 0,31$

Enfin, nous avons 8 palettes de 25 mill. d'épaisseur.

Le diamètre de la turbine est de $2^m,40$.

La largeur de l'orifice de sortie E = 0,100.

La section de sortie est donc :

$$S = (2\pi \times 1,2 \times 0,31 - 8 \times 0,025)\ 0,10 = 0^m,214.$$

1° *Débit au début.* — Tours = 102; $H = 2^m,730$.

On a :

$$v = \frac{2\pi Rn}{60} = \frac{6,28}{60} \times 1,2 \times 102 = 12^m,85.$$

D'où :

$$V \cos \alpha = \frac{gH}{Kv} = \frac{9,81 \times 2,73}{0,42 \times 12,85} = 5^m$$

$$w = \frac{v - V \cos \alpha}{\cos \beta} = \frac{12,85 - 5}{0,95} = 8^m,260$$

Le débit, en comptant sur un rendement hydraulique de 0,85 seulement, sera :

$Q = Sw \times 0,85 = 0,214 \times 8,26 \times 0,85 = 1^{m^3}500$, soit 1.500 litres. C'est exactement le chiffre donné par le constructeur.

2° *A la fin de l'épuisement*, à 120 tours et $H = 7^m,630$:

$$v = 0,105 \times 1,2 \times 120 = 15^m,12$$

$$V \cos \alpha = \frac{2,4 \times 9,81 \times 7,63}{15,12} = 11,84$$

$$w = \frac{15,12 - 11,84}{0,95} = 3,45$$

et enfin :

$$Q = 0,214 \times 3,45 \times 0,85 = 0^{m^3}627,$$

soit 627 litres, au lieu de 657 litres annoncés.

La concordance de nos calculs est donc complète.

Pompes des bassins du Havre *(Pl. VI)*, par la Société des Forges et Chantiers.

Disposition générale *(fig. 1)*. — Ces pompes sont à axe vertical, avec deux conduits de refoulement. L'installation comporte trois pompes semblables, espacées de $4^m,50$ d'axe en axe. Cette disposition verticale de l'axe fait que la pompe occupe une plus grande surface, mais elle présente d'autre part plusieurs avantages : 1° elle permet de commander directement la pompe tout en plaçant le moteur au niveau du sol, ce qui le rend parfaitement accessible; 2° en reportant tout le poids de la roue sur un pivot, elle réduit le travail de frottement; 3° elle supprime les oscillations latérales qui, dans la roue à axe horizontal, se manifestent dès que l'arbre a pris un certain jeu et qui augmentent

promptement le jeu existant entre la roue et le corps de pompe, en diminuant ainsi le rendement.

La machine motrice, placée au niveau du sol, est à condensation, à deux cylindres conjugués à 90° sur la manivelle calée au sommet de l'arbre vertical.

Le nombre de tours varie du commencement à la fin de l'épuisement de 120 à 150.

La pompe à air est conduite par un moteur spécial.

Un pont roulant établi au-dessus des machines en facilite le démontage. Un second pont, s'appuyant sur les tuyaux de refoulement des pompes, facilite leur démontage.

Détails de construction *(fig. 2-3)*. — Le tuyau d'aspiration, scellé dans la voûte qui supporte les pompes, se termine par un bâti annulaire BB, sur lequel se fixe le corps de pompe CC. Ce corps, ouvert par le haut pour laisser passer la roue, est fermé par un couvercle DD avec presse-étoupe, renforcé pour porter le poids de la roue.

Sur ce couvercle repose la pièce E en deux parties, centrée sur l'arbre par une bague en bronze et supportant à son tour le palier en deux pièces du pivot *(fig. 4)*. Ce pivot à collets multiples repose sur des garnitures en métal antifriction, convenablement graissées.

La partie de l'arbre qui traverse le presse-étoupe est garnie en bronze. Cet arbre reçoit, sur une portée conique, le moyeu de la roue, dont l'entraînement est assuré par le prisonnier *d* et dont la suspension est assurée par la clavette transversale *cc*. Un cylindre

en bronze *cc*, fixé au moyeu par de petites vis, coiffe ce moyeu en fermant les extrémités de la mortaise.

Le tourillon extrême de l'arbre, garni également en bronze, tourne dans un boitard garni en bois de gaïac, dont la demi-coupe *ab* est donnée en figure 5. Ce boitard en bronze est ajusté dans un moyeu de forme cylindro-conique, relié au corps de pompe par trois bras, de section elliptique, pour atténuer la résistance au passage de l'eau. Le joint de la roue et du corps de pompe se fait par l'intermédiaire d'un anneau en bronze *ee* encastré dans le corps et sur lequel s'ajuste et tourne la paroi inférieure de la roue dans laquelle on a pratiqué des gorges circulaires. Tant que cet assemblage est précis, on peut dire qu'il n'y a pas de perte d'eau.

Les palettes, au nombre de dix, sont de deux en deux prolongées jusqu'au moyeu, formant ainsi les bras intérieurs de la roue, auxquels correspondent des bras extérieurs. Ces bras intérieurs *mm* à parois verticales offrent, pendant la rotation, une résistance à l'eau, puisque leur premier élément n'est pas dirigé suivant la résultante des vitesses v_0 de la roue et V_0 de l'eau.

Le calcul des débits de cette pompe se ferait exactement comme pour les pompes précédentes.

Clapet d'aspiration *(fig. 6)*. — Ce clapet, légèrement bombé du côté de l'arrivée de l'eau, est simplement garni à son pourtour d'un cuir qui assure l'étanchéité. Il s'ouvre à l'intérieur du tuyau d'aspiration légèrement incliné et élargi, et vient s'appliquer contre la paroi plane *ab* renforcée par des nervures

extérieures. Le levier d'oscillation qui porte ce clapet est muni d'un contrepoids qui lui fait équilibre dans toutes les positions et le force à s'ouvrir dès que l'aspiration se produit. Enfin, au moyen d'une chaîne, manœuvrée par une vis et un volant à main au niveau des pompes, on peut tenir le clapet fermé, pour le cas où la pompe ne devrait pas marcher.

Pompes de Khatatbeh (Égypte) par M. Joseph Farcot *(Pl. VII et X.)*

Données générales. — La plus importante installation de pompe centrifuge que nous connaissons est celle de Khatatbeh, destinée à alimenter, par les eaux du Nil, le canal navigable de Khatatbeh, l'irrigation de la province de Béhéra et la distribution de la ville d'Alexandrie. Cette installation a déjà été décrite (1), mais sans aucun calcul justificatif.

Une première installation avait été faite en 1882, par des constructeurs anglais, pour élever 1.500.000 mètres cubes par jour. Elle comprenait dix vis d'Archimède de $3^m,70$ de diamètre et de $11^m,23$ de long. Mais, sous leur propre poids et celui du volume d'eau qu'elles contenaient, elles fléchirent et le fonctionnement devint impossible. Le constructeur dut enlever ses machines. Trois vis convenablement consolidées ont été conservées à titre de matériel de secours.

La Compagnie égyptienne des Eaux mit alors au

(1) 1° *Société des Ingénieurs civils de France* (1886), Mémoire de M. Brüll 2° *Notice sur les nouvelles Pompes centrifuges*, par M. J. Farcot extrait des *Annales des Ponts et Chaussées* (1888).

concours le projet de l'élévation à 3 mètres de 2.500.000 mètres cubes par vingt-trois heures, soit 1.800 mètres cubes par minute ou 30 mètres cubes par seconde, ce qui représente un travail théorique de :

30.000 × 3 = 90.000 k.g.m. = 1.200 chev^x-vapeur.

Parmi les projets présentés ce fut celui de M. J. Farcot qui fut adopté et exécuté. Ce projet comporte, comme disposition d'ensemble : cinq pompes *(fig. 1)* à axe vertical, conduites chacune par une machine à vapeur à quatre distributeurs, à axe horizontal, la manivelle étant calée à l'extrémité supérieure de l'arbre vertical de chaque pompe. Chaque pompe, de 3^m,80 de diamètre, est capable d'élever 6 mètres cubes par seconde à 3 mètres de hauteur à la vitesse de 34 tours.

Le succès de cette belle installation fait le plus grand honneur à M. J. Farcot, dont la réputation d'habileté est depuis longtemps établie, ainsi qu'à M. P. Farcot qui a dirigé les études et l'exécution.

Description d'une pompe *(fig. 2-4)*. — En raison de la faible élévation, 3 mètres maximum, la position horizontale du plan de la pompe était préférable à la position verticale. L'arbre vertical, commandé directement par le haut, permettait de mettre la machine à vapeur à l'abri des inondations du Nil. Le corps de pompe se compose : 1° du canal en spirale, fondu en deux pièces, dont la section croissante aboutit au conduit de refoulement ; 2° d'un fond supérieur en calotte sphérique, également en deux pièces et boulonné sur le canal spiral. Ce fond sphérique porte des regards et un boitard garni de tasseaux en gaïac.

Ce boitard est fermé à sa partie inférieure par un presse-étoupe, situé ainsi au niveau des eaux du canal *(fig. 1)*, dont le but est d'empêcher les rentrées d'air. S'il passe un peu d'eau par ce presse-étoupe, elle retient au-dessus d'elle l'huile de graissage. Un tube de verre indique le niveau qui sépare l'huile et l'eau.

Le fond inférieur du corps de pompe, également boulonné au canal spiral, porte un entonnoir, plongeant dans l'eau au-dessous de l'étiage prévu, qui constitue tout le conduit d'aspiration.

L'ensemble du corps de pompe est supporté par six colonnes, munies de verins, permettant le centrage exact du corps et de la roue à palettes.

La roue à palettes *(fig. 3 et 4)*, en deux pièces, est formée de deux surfaces de révolution engendrées par des arcs de cercle; elle porte un long moyeu fretté et des bras à nervures; enfin, elle est calée sur un arbre creux, auquel elle est suspendue, comme les turbines, au moyen d'une bague conique en deux pièces, incrustée au bas de cet arbre. Les palettes ou aubes, au nombre de huit, sont des surfaces gauches. Dans les figures 3 et 4, la palette *abcd* a son élément *cd*, de sortie, projeté sur l'axe; la palette suivante *efgh* a son premier élément *ef* près de l'axe; on voit que l'inclinaison de la surface gauche, ou son plan tangent en *ef* est incliné à 45° sur l'horizon. Dans l'ensemble *(fig. 1)*, on voit que le conduit de refoulement partant du corps de pompe à une section croissante, le diamètre passe de $1^m,60$ à 2 mètres pour la partie en fonte, puis se continue par un conduit en béton dont la section de sortie a $3^m,50$ de large sur $2^m,40$ de haut. On réduit ainsi pro-

gressivement la vitesse V_1 de sortie de l'eau, ce qui est la condition théorique pour élever le rendement (chap. I).

On voit aussi que ce conduit de refoulement plonge au-dessous du niveau d'étiage et se relève ensuite pour pénétrer dans le canal dont le radier est incliné en ce point. Une porte à charnière ferme le conduit dès que le refoulement s'arrête. Le niveau constant de l'eau dans ce canal est précisément à la hauteur de la calotte sphérique qui recouvre la pompe. Il résulte de ces dispositions que le conduit et la pompe forment siphon, ce qui permet d'arrêter quelque temps la pompe sans qu'elle se désamorce trop promptement.

L'arbre creux porte *(fig. 2)* une tête et un pivot reposant dans une crapaudine supportée par une aiguille centrale fixe. Cette construction est analogue à celle des turbines réceptrices.

Cet arbre creux porte à sa partie inférieure un petit boitard en gaïac et un entonnoir qui forme le centre de la roue à palettes et tourne avec elle. Sur cet arbre creux est vissé l'arbre qui porte le volant et la manivelle ; cet assemblage a été fait à force et goupillé, afin de rendre le desserrage impossible dans tous les cas.

Les supports *xx* des aiguilles de toutes les pompes reposent sur une poutre en fer (non indiquée sur le dessin), formée de quatre grands fers à double T et noyée dans le massif de fondation constitué par une série de puits creusés dans le sable et remplis de béton.

Amorçage. — Lorsque le niveau du Nil est assez haut pour baigner en partie la roue, l'amorçage des

pompes se fait seul. Il se fait mieux en mettant en marche lentement pour atteindre progressivement la vitesse normale.

Lorsque les eaux sont basses on emploie les éjecteurs. A cet effet on a installé, au niveau des machines, deux éjecteurs à vapeur, d'une puissance telle que chacun d'eux peut emplir la pompe en cinq minutes.

Pivot. — Voici d'abord le poids des pièces :

Bâti et cylindre de la machine		20.500 kilog.
Corps de pompe fixe.		30.200 —
Arbres : plein et creux. . . .	12.000	
Volant	22.000	46.000 —
Roue à palettes	12.200	

La charge totale sur le pivot, y compris le poids de l'eau, a été évaluée à 48.000 kilog.

En comptant sur 130 kilog. par centimètre carré de la surface pleine du pivot, ce qui donne en réalité une charge un peu plus forte à cause des rainures creusées pour le graissage, on a :

$$\frac{\pi d^2}{4} \times 1{,}3 = 48.000.$$

ou environ : $d = \sqrt{48.000} = 220$ mill.

C'est en effet le diamètre donné à ce pivot. Il comporte *(fig. 5)* trois grains ; le grain inférieur en acier trempé, de forme demi-sphérique, à ergot, forme qui lui permet de s'appliquer exactement contre la face du pivot ; le grain intermédiaire en bronze phosphoreux dur, de forme lenticulaire ; et enfin le grain du pivot proprement dit, en acier trempé.

Quoique la charge de 130 kilogr. n'ait rien d'exagéré, puisqu'elle est souvent beaucoup plus forte dans les turbines, ce pivot, fonctionnant à découvert, a chauffé, soit à cause du sable fin apporté par le vent, soit à cause de la température ambiante qui était de 35 à 40°.

On a dû établir un courant continu d'huile, au moyen de petites pompes rotatives adaptées sur l'arbre près de la crapaudine et rafraîchir cette huile en la faisant passer dans un récipient fixé à l'arbre creux et garni de tubes autour desquels circule de l'eau.

Le travail absorbé par le frottement du pivot, pour un coefficient de frottement $f = 0{,}05$, est, à 34 tours :

$$(48{,}000 \times 0{,}05)\left(\frac{2}{3}\,3{,}14 \times 0{,}22\right)\frac{34}{60} = 628^{\text{k.g.m.}}$$

soit environ 8,37 chevaux.

Machine à quatre distributeurs. — Elle est du type ordinaire de la maison Farcot, que nous avons décrit ailleurs (1) ; sa puissance est de 250 à 300 chevaux, à 34 tours, à l'admission de 1/8 à 1/10.

Le diamètre du piston = 1 m. ; la course = 2 m.; à 34 tours la vitesse du piston est $2^{m},266$.

Le cylindre est assis sur la digue et l'extrémité du bâti repose sur une poutre en tôle que supportent des murs voûtés, perpendiculaires à la digue *(fig. 1)*.

Le bâti porte les glissières verticales et une troisième glissière pour porter le poids de la crosse et de la bielle. Le bouton de la manivelle fait pivot pour sup-

(1) *1° Traité des machines à vapeur actuelles ; 2° les Machines à vapeur à l'Exposition de 1889.*

porter la bielle. Le palier de l'arbre, sous la manivelle, a 360 d'alésage et 500 de portée.

L'excentrique conduit la distribution et la pompe à air. Le volant règle à 3 0/0 près la marche à 34 tours.

Le régulateur est à deux vitesses et, au moyen d'un contrepoids à bras variable, agissant sur le manchon, il peut régler le marche à 16 ou 40 tours, suivant le régime des eaux et les besoins de l'irrigation.

Rendement des pompes. — Les essais ont été faits en juin 1886 par M. P. Farcot assisté de M. Brüll et relatés dans le mémoire déjà cité.

On a d'abord déterminé au moyen de diagrammes (1) le travail indiqué sur les pistons des quatre machines fontionnant. Ce travail a été de 132.075 kilogrammètres, soit par machine 33.000 k.g.m. = 440 chev. vap.

D'autre part, on a mesuré dans le canal, de section constante, la vitesse de l'eau, soit au moyen de flotteurs, soit au moyen du moulinet de Beaumgarten.

Le débit des quatre pompes en activité a été de 27.472 litres, soit 6.855 litres par pompe. La hauteur d'élévation était de $3^m,130$ (hauteur exceptionnelle).

Le travail en eau élevée était donc :

$$27.472 \times 3.13 = 85.987 \text{ kilogrammètres.}$$

Par suite, le rendement indiqué est :

$$\frac{85987}{132075} = 0,651$$

Ces chiffres ne tiennent pas compte :

1° De la perte de charge dans le conduit de refou-

(1) Voir notre *Guide pour l'essai des machines.*

lement formant siphon, dont le développement est plus grand que si la tubulure de sortie de la pompe se relevait verticalement.

2° Des pertes qui existaient du canal au bief d'aspiration, par la vanne de la cinquième pompe qui ne fonctionnait pas.

Consommation de charbon. — Elle présente en Égypte une grande importance à cause des transports. Aussi la garantie de consommation était une des clauses principales du concours. M. Farcot avait garanti $1^{kg},75$ de houille par cheval-heure en eau élevée à la hauteur moyenne de $1^{m},750$.

Mais au moment des essais (juin 1866), à cause de la hauteur exceptionnelle d'élévation qui était de $3^{m},13$, ce qui obligeait à marcher à une admission supérieure à celle prévue, et aussi à cause des conditions de chauffe sous une température extérieure de 35 à 40° et des fuites existant sur la tuyauterie, il ne fut pas possible de faire un essai direct de consommation.

On a donc été obligé de se reporter aux essais faits par les ingénieurs de la ville de Paris, sur des machines et chaudières semblables, lesquelles ont donné :

$8^{kg},303$ de vapeur par kilogramme de houille
et $5^{kg},96$ de vapeur par cheval indiqué.

Voici comment on en déduit la consommation en eau élevée pour les pompes ci-dessus.

Le rapport du travail utile en eau élevée au travail indiqué étant 0,651, 1 cheval utile correspond à :

$$\frac{1}{0,651} = 1.536 \text{ chevaux indiqués,}$$

soit une dépense de vapeur de :

$$1.536 \times 5,96 = 9^{kg},155 \text{ vapeur ;}$$

d'où la dépense de charbon ressort à :

$$\frac{9,155}{8,303} = 1^{kg},103 \text{ charbon.}$$

Ce chiffre constitue une économie de :

$$\frac{1,75 - 1,103}{1,75} = 0,37$$

sur le chiffre $1^{kg},75$ garanti par le constructeur. Cette économie a donné droit à une prime portionnelle, au bénéfice du constructeur, suivant les clauses du contrat.

Calculs relatifs à ces pompes. — Dans le mémoire, déjà cité, présenté par M. Brüll à la Société des Ingénieurs civils, on chercherait en vain une indication positive sur les conditions de fonctionnement de ces pompes. On n'y trouve pas le moindre calcul, ni des vitesses ni du débit.

Par contre, on y lit une série de phrases à effet, plus à l'usage des gens du monde que des ingénieurs; telles que celles-ci :

« On s'est attaché à augmenter la vitesse giratoire de l'eau suivant une loi parabolique ».

Qu'est-ce que cela peut bien être? Et plus loin :

« Des formes appropriées assurent ces effets divers... »

Plus loin encore :

« La combinaison hydraulique de cette pompe a demandé de longs calculs... »

Combinaison hydraulique est une combinaison de

mots incompréhensible, qui signifie ici : la construction propre de la pompe.

Quant aux longs calculs, nous savons déjà et nous allons constater qu'ils sont en réalité très simples.

Enfin, plus loin il est dit que l'eau est entraînée « comme par conviction ».

Comme dernière indication technique n'est-ce pas admirable ? — Une conviction talonnée par une machine de trois cents à quatre cents chevaux !

Le lecteur, seul, reste peu convaincu. Mais, passons.

Calcul de la vitesse v. — Nombre de tours. — Les calculs qui suivent sont établis pour la hauteur d'élévation $H = 3^m,13$ existant au moment des essais.

Pour calculer la vitesse v extérieure il faut évaluer le rendement effectif sur l'arbre de la roue.

Nous connaissons le rendement indiqué qui est 0,65. Puisque le poids des pièces est porté par un pivot au lieu de reposer sur des coussinets, on peut admettre que le rapport entre le travail effectif et le travail indiqué = 0,90 ; le rendement effectif serait donc :

$$0,65 : 0,9 = 0,7.$$

Mais, pour calculer un peu largement, admettons $K = 0,65$, d'où (chap. II) :

$$v = 0,88\sqrt{2g \times 3,13} = 6^m,90.$$

La roue ayant un rayon $R = 1^m,90$, le nombre de tours est :

$$n = 9,55\frac{v}{R} = 9,55\frac{6,90}{1,90} = 34,67.$$

La vitesse moyenne des quatre pompes, pendant les essais, a été :

$$\frac{33,4 + 35 + 33,6 + 34,7}{4} = 34,175 \text{ tours.}$$

La concordance est donc satisfaisante.

Calcul du débit. — Section d'entrée. — En nous reportant à la planche VII on a, pour largeur de la surface annulaire d'entrée :

$$E_0 = \frac{2^m,100 - 0,600}{2} = 0^m,750.$$

Le rayon moyen de cette surface est :

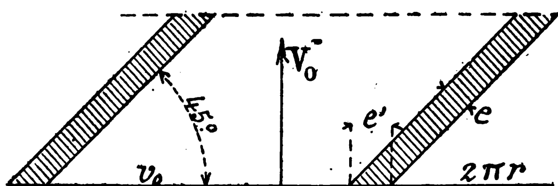
$$r = 0,300 + \frac{0,750}{2} = 0^m,675.$$

La vitesse v_0 correspondant à ce rayon, pour une rotation de 34,175 tours par minute, est :

$$v_0 = \frac{\pi \times 0,675 \times 34,175}{30} = 2^m,414.$$

Le premier élément des palettes *(fig. 28)* faisant, sur

FIG. 28.



le cercle moyen de rayon r, un angle de 45°, on aura $V_0 = v_0 = 2^m,414$.

On a aussi pour une palette : $e' = e : \sin 45^\circ = 1,414\, e$.

La section droite d'entrée a pour valeur, en tenant compte de la section des m palettes :

$$S_0 = (2\pi r - me')E_0.$$

m le nombre de palettes = 8 ; leur épaisseur e étant de 20 millimètres, $e' = 0^m,028$, d'où :

$$S_0 = (6,28 \times 0,675 - 8 \times 0,028)\ 0,75 = 3^{m^2},0112.$$

D'où le débit théorique :

$$Q = S_0V_0 = 3,0112 \times 2,414 = 7^{m^3},269.$$

On peut admettre, pour ces pompes à un seul joint de fuite, à faible pression au refoulement et d'un gros débit, un rendement hydraulique de 0,95, d'où le débit réel :

$$Q = 7,269 \times 0,95 = 6^{m^3},905.$$

Le jaugeage direct a donné $6^{m^3},855$.

Ce dernier, effectué dans le canal, tenait compte en fait de la perte par la porte-vanne de la cinquième pompe qui ne fonctionnait pas.

Comme on le voit, le calcul du débit de ces pompes est on ne peut plus simple et entièrement d'accord avec l'expérience.

En suivant la marche inverse on déterminerait aussi facilement la section d'entrée et par suite les dimensions de la pompe pour une vitesse et un rayon moyen donnés, ou réciproquement.

Sections et vitesses de sortie. — La largeur normale à la sortie de la roue est $0^m,630$ et les palettes ont leur dernier élément à 90°, le rayon $= 1^m,90$, d'où :

$$S = (6,28 + 1,90 - 8 \times 0,020)0,63 = 7^m,416.$$

La vitesse relative de sortie est donc :

$$w = \frac{6,905}{7,416} = 0^{m},930.$$

Cette vitesse est sensiblement plus faible que celle V_0 d'entrée.

Le diamètre du conduit de refoulement à la sortie de la pompe est de 1^{m},600, sa section = 2^{m},01, d'où la vitesse est :

$$\frac{6,905}{2,01} = 3^{m},43.$$

Cette vitesse décroît successivement, puisque la section du conduit de refoulement va en augmentant jusqu'au débouché dans le canal. A la sortie, elle est réduite à $V_1 = 1$ mètre environ.

Débit à 40 tours. — D'après ce qui précède, le débit est directement proportionnel à la vitesse de rotation ; ce débit à 40 tours serait donc environ de :

$$6.905 \times \frac{40}{34} = 8.100 \text{ litres en une seconde.}$$

soit, par minute, 486.000 litres.

Ce débit énorme a même pu être dépassé momentanément pour répondre aux besoins de l'irrigation.

CHAPITRE V

POMPES ROTATIVES

Généralités.

Dans ces pompes, à pistons rotatifs, la force centrifuge ne joue aucun rôle. On distingue les pompes à un axe et celles à deux axes.

On a créé plusieurs pompes à un axe, à palettes ou à disque mobile, etc. Mais toutes comportent une construction délicate et des frottements importants. Aussi, en général, ces pompes ne constituent pas un outil industriel; elles sont plus employées aux usages domestiques.

Il a été créé également un grand nombre de pompes à deux axes : notamment la pompe Behrens, que construisaient les anciens ateliers Petau à Passy, et la pompe à engrenage, patentée en 1799 par Murdoc comme moteur à vapeur (1) et que construisent

---

(1) *Traité des machines à vapeur de Tredgold*, traduit par Mellet, 1828.

aujourd'hui MM. Moret et Broquet pour les usages domestiques. La pompe à engrenage est employée comme frein régulateur dans les récepteurs hydrauliques (1). Enfin, la pompe Greindl, qui est la seule pompe rotative industrielle dont nous nous oceuperons.

Pompe Greindl — Série nouvelle *(Pl. VIII).*

Construction. — La construction primitive de cette pompe est bien connue des ingénieurs par les publications qu'en a faites, il y a quelques années, M. Poillon.

Actuellement, et après une longue expérience, MM. Locoge et Rochart, les constructeurs privilégiés de cette pompe, ont abandonné les rouleaux inégaux pour adopter exclusivement les palettes égales tournant à la même vitesse.

Les palettes-pistons comportent chacune, à leurs extrémités, deux arcs de cercle correspondant à un angle au centre inférieur à 90 degrés. Ces palettes sont calées sur leurs axes respectifs, de telle sorte que l'une étant verticale, l'autre est horizontale et en contact avec le moyeu de la première.

Pour tenir compte de la flexion très faible des arbres (que nous calculerons plus loin pour la pompe de 1.000 litres), due à la charge sur la palette, résultant de la hauteur d'élévation H, les alésages du corps de pompe ont un rayon plus grand, d'une fraction de

(1) *Les Moteurs hydrauliques actuels*, par l'auteur.

millimètre, que celui des palettes qui ainsi n'ont aucun frottement contre leur corps de pompe.

Deux tubulures inférieures permettent de placer la conduite d'aspiration à droite ou à gauche, suivant les conditions de l'installation. A la partie supérieure est la tubulure de refoulement. Ces dispositions des tubulures peuvent être modifiées.

Les deux fonds du corps de pompe comportent chacun deux poches, C et D, dont nous dirons bientôt la fonction, et les presse-étoupes des arbres, munis de bagues évidées recevant l'eau par un conduit percé au centre du fond et destinées à empêcher les rentrées d'air. Une petite vis permet de fermer la sortie de l'eau.

Les joints de ces fonds doivent être faits de manière à ne pas toucher les palettes, afin d'éviter tout frottement.

Les deux arbres, dont l'un porte les poulies de commande, sont rendus solidaires au moyen de roues à chevrons enfermées dans une boîte en fonte en deux parties, dont celle inférieure sert de réservoir à l'huile.

Chaque arbre porte à ses extrémités des rondelles de butée; enfin, le tout, paliers et corps de pompe, est monté sur un bâti à nervures intérieures, lequel doit porter exactement sur son massif de fondation, afin de n'être pas gauchi par le serrage des boulons de fondation.

Fonctionnement. — Considérons, dans la coupe transversale *(Pl. VIII)*, les palettes placées à angle droit

l'une par rapport à l'autre et en mouvement dans le sens indiqué par les flèches.

Soit : $S = h \times L$ la surface utile d'une palette ;
r_1 le rayon moyen de cette surface.

Pour un tour, le volume aspiré est quatre fois le volume V *(fig. 29)*, comme si chaque palette était pleine sur un quart de cercle :

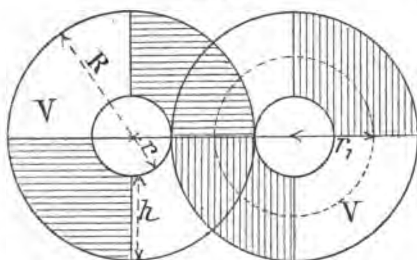
$$\text{Volume} = 2\pi r_1 \times S = \pi (R^2 - r^2) L.$$

Le volume O compris entre deux palettes *(fig. 35)* et ramené à l'aspiration à chaque tour est sans effet.

Revenons à la planche **VIII.**

Pour un déplacement angulaire d des palettes, mesuré sur le cercle de rayon r_1, le volume d'eau **A** compris entre les deux palettes va diminuer du volume dS. Si nous supposons les fonds plans, ce volume dS ne pourra s'écouler que par le jeu m existant entre les bords des deux palettes, soit par une section $s = m$L. La vitesse de l'eau passant par cette section s sera celle des palettes sur le rayon r_1 multipliée par le rapport des surfaces S : s. Cette vitesse très grande correspond donc à une compression du volume **A**, qui constitue une résistance nuisible.

Fig. 29



Pendant ce temps, le volume B, du côté de l'aspiration, augmente de *d*S en aspirant l'eau par le jeu *n* entre les bords des palettes; la vitesse de l'eau aspirée sera, comme précédemment, très grande et correspondra à une dépression en B qui constitue encore une résistance nuisible. Ces résistances diminuent d'intensité à mesure que les espaces *m* et *n* augmentent, mais elles subsistent toujours.

C'est l'existence de ces résistances, jointe au frottement qui résultait de l'ajustage trop précis des palettes, qui ont constitué pendant longtemps le défaut capital des pompes rotatives.

Pour supprimer ces résistances nuisibles, M. Greindl a établi à chaque extrémité des palettes les poches C qui, en offrant une large issue à l'eau, suppriment à peu près toute compression en A et les poches D qui, en donnant un libre accès à l'eau aspirée, suppriment à peu près complètement la dépression en B.

Enfin, les sections de passage aux extrémités des palettes sont encore agrandies par l'amincissement des palettes sur une partie de leur hauteur.

Chaque palette travaille successivement à son tour et cela après chaque quart de tour; la palette qui est plongée dans l'échancrure de l'autre ne travaille pas. C'est pour éviter les chocs qui pourraient résulter de ce déplacement de l'effort de rotation que les constructeurs ont adopté les engrenages à chevrons.

Nous ne nous arrêterons pas à calculer, pour diverses positions des palettes d'une pompe donnée, les pressions en A et B. Ces pressions varient peu et l'on peut considérer que la différence des pressions entre les faces A

et B de la palette travaillant est sensiblement proportionnelle à la colonne d'eau.

$$H+V^2:2g.$$

H étant la hauteur totale d'élévation ;

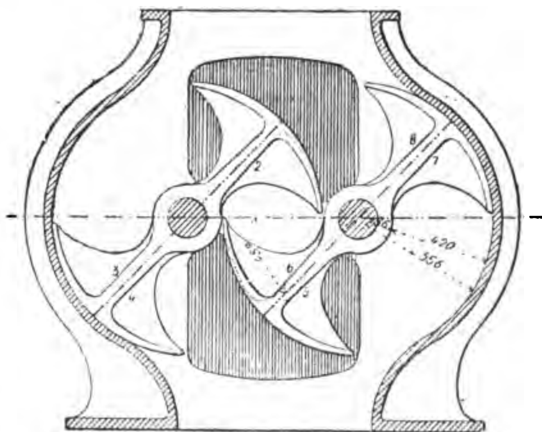
V, la vitesse de l'eau dans les tuyaux.

Le travail est donc représenté par un rectangle.

Le mouvement de l'eau étant continu, la vitesse de l'eau peut, comme dans les pompes centrifuges, atteindre 2 et 3 mètres, valeurs bien supérieures à celles que permettent les pompes à piston alternatif.

Rendement hydraulique. — Par suite du faible jeu (une fraction de millimètre) laissé entre les palettes

Fig. 30.



et le corps de pompe, dans le but de prévenir tout frottement, le volume élevé est inférieur à celui engendré par les palettes. Mais il y a une autre cause de perte : reportons-nous à la figure 30, dans laquelle les axes des palettes sont parallèles à 45° puisque les arcs des

palettes sont plus petits que 90°, il est bien évident que dans cette position aucun arc ne touche le moyeu de la palette et qu'il y a, pour un temps très court, communication entre le refoulement et l'aspiration. Pour la hauteur de refoulement de 25 mètres environ, on compte que le rendement hydraulique varie comme suit :

De 0,70 à 0,80 pour les petites pompes
De 85 à 0,92 — grandes —

Rendement mécanique K. — Les palettes n'ayant aucun frottement, les seuls frottements qui existent sont ceux des presse-étoupes, des paliers et des engrenages; ils sont sensiblement proportionnels à la hauteur totale d'élévation H et on peut admettre qu'ils varient comme suit :

H =	5	10	15	20	30	40m
K =	0,75	0,80	0,80	0,75	0,70	0,60

Ces rendements, supérieurs à ceux de toute autre pompe sont d'autant plus élevés par rapport à ceux de la pompe centrifuge, que la hauteur H est plus grande.

Résultats d'essais. — Une série d'essais a été exécutée à Brest sur une pompe Greindl n° 4, ancien modèle, débitant 1.000 litres par minute à 150 tours de l'arbre des palettes. Les hauteurs d'aspiration et de refoulement ont varié comme suit :

Aspiration : 1m,16 — 2m,72 — 5m,44 — 8m à 9m,50;
Refoulement : 5 — 10 — 15 — 20 — 30 — 40 — 50.

Pour chaque hauteur d'aspiration on a fait sept

essais, correspondant chacun à l'une des hauteurs de refoulement. On a obtenu ainsi, à 150 tours, les rendements *minima* et *maxima* suivants :

Essais d'une pompe Greindl (n° 4 ancien).

HAUTEUR TOTALE H	DÉBITS EN LITRES		RENDEMENT HYDRAULIQUE	RENDEMENT MÉCANIQUE	
	PAR TOUR	MINUTE		MINIMUM	MAXIMUM
5	7,73	1160	0,89	0,55	0,92
10	7,51	1127	0,87	0,66	0,88
15	7,25	1092	0,84	0,69	0,84
20	7,06	1059	0,81	0,68	0,80
30	6,62	993	0,76	0,65	0,72
40	6,18	927	0,71	0,60	0,64
50	5,74	861	0,66	0,54	0,56
60	5,30	795	0,61	0,48	0,49

Ces rendements ont été obtenus pour une longueur de tuyaux nulle, puisque les réservoirs de jauge étaient accolés à la pompe. Les hauteurs étaient mesurées au moyen de manomètres. Dans une seconde série d'essais faite à la vitesse de 120 tours, les rendements ont diminué de 2 à 10 $^0/_0$ avec H.

On conçoit que, les palettes tournant en sens inverse des fuites entre l'arc et le corps de pompe, les rendements doivent s'élever, dans une certaine limite, avec la vitesse de rotation.

Ces rendements varieraient donc moins si on faisait croître la vitesse avec la hauteur d'élévation H, par exemple jusqu'à ce que le débit fût constant.

Série commerciale. — Le tableau suivant fournit les données nécessaires à une installation des pompes de la série commerciale nouvelle.

Données sur les pompes Greinld pour élévation à 25 mètres *(Série nouvelle).*

DÉBIT PAR MINUTE		POULIE		NOMBRE de TOURS	DIAMÈTRE des TUYAUX	CHEVAUX par mètre d'élévation	PRIX de la POMPE
théorique	pratique	Diamètre	Largeur				
71	50	175	60	320	40	0,02	550
140	100	200	60	320	60	0,04	675
265	200	250	70	300	70	0,08	785
526	400	300	85	280	90	0,14	970
778	600	400	110	260	110	0,22	1.140
1.153	900	450	150	250	140	0,31	1.625
1.519	1.200	500	170	215	160	0,40	1.975
1.900	1.500	600	220	185	175	0,50	2.250
3.066	2.500	650	280	170	225	0,83	3.050
4.268	3.500	750	350	150	250	1,08	4.050
5.420	4.500	850	400	130	280	1,50	5.150
7.142	6.000	1.000	450	120	325	2,00	6.750

Une série spéciale, à dimensions renforcées, est établie pour les élévations supérieures à 25 mètres et pouvant atteindre 40 à 60 mètres.

Enfin, suivant la nature des liquides à pomper, le corps de pompe ou les palettes sont simplement en fonte ou en bronze.

Pompe Greindl de 1000 litres par seconde

(Pl. IX, fig. 1 à 6).

Calcul du débit. — La construction de cette puissante pompe est, en principe, semblable à la précédente.

Le volume engendré par les palettes dans un tour est:

$$2\pi r_1(R-r)L = \pi(R^2-r^2)L.$$

$R = 0,556$; $r = 0.436$; $r_1 = 0,346$; $L = 0,90$.

D'où le volume par tour:

$$6,28 \times 0,346 \times 0,420 \times 0,90 = 0^{mc},8214.$$

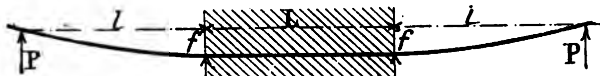
A la vitesse de 80 tours par minute et pour un rendement = 0,92, le débit par seconde est:

$$Q = 0,92 \times 0,8214 \frac{80}{60} = 1^{mc},006.$$

La vitesse de l'eau dans les tuyaux de $0^m,70$ de diamètre ou 0,385 de section est $2^m,60$.

Calcul de la flèche ou du diamètre des arbres. — En considérant l'arbre comme encastré

Fig. 31



(fig. 31) sur la largeur L des palettes et en négligeant l'action des presse-étoupes, les deux extrémités l de chaque arbre constituent un solide encastré d'un bout et portant de l'autre bout une charge P qui est la réaction du palier, située à la distance l de l'encastrement. La formule qui donne la flèche dans ce cas est:

$$f = \frac{Pl^3}{3EI}$$

Le moment d'inertie à la flexion de l'arbre de diamètre d, a pour valeur : $I = 0,05d^4$.

Le coefficient d'élasticité du fer : E = 20.000.

On a donc en remplaçant :

$$f = \frac{Pl^3}{3.000d^4}$$

ou inversement pour le diamètre, si on se donne f:

$$d^4 = \frac{Pl^3}{3.000f}.$$

Exemple. — Appliquons ce calcul à l'arbre de la précédente pompe qui a $d = 150$ millimètres, la pompe fonctionnant sous une charge totale d'élévation H = 6 mètres. La charge totale 2P sur la palette horizontale qui ne travaille pas est :

$$2P = 2RLH \times 1.000$$
$$P = 0,556 \times 0,9 \times 6.000 = 3.002 \text{ kilogrammes.}$$

On a aussi $l = 650$ et $d = 150$ millimètres.

$$f = \frac{3.002 \times \overline{650}^3}{3.000 \times \overline{150}^4} = 0^{mm},55$$

La flèche de un demi-millimètre ne sera en réalité pas atteinte, parce que les presse-étoupes constituent en effet des supports dont nous avons négligé l'action.

Le plus petit diamètre de l'arbre, celui du côté des poulies sera vérifié par la relation relative à la torsion, pour les arbres premiers moteurs à engrenages :

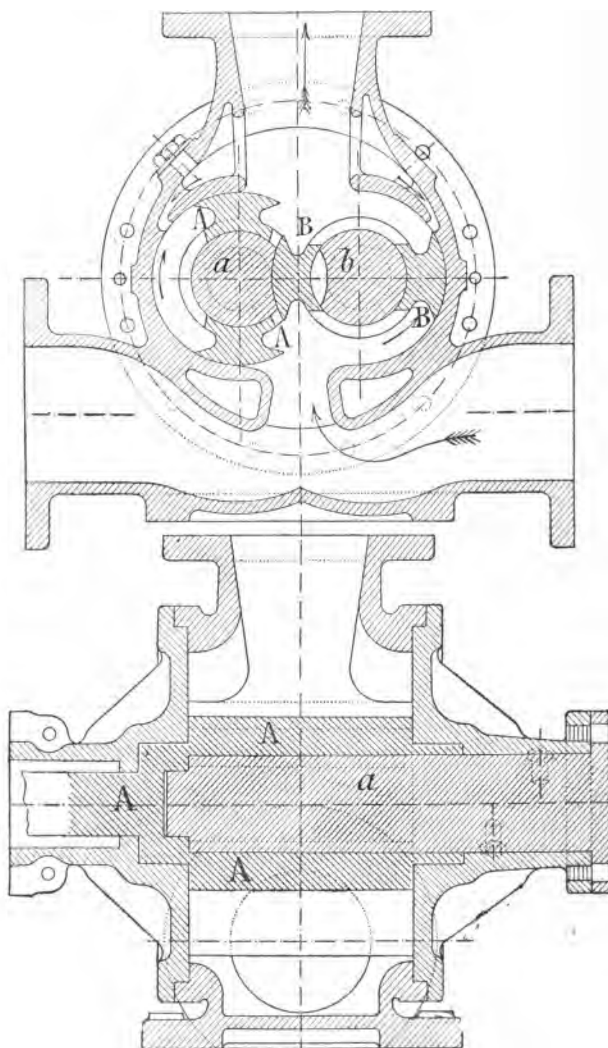
$$d = 120\sqrt{\frac{N}{n}} + 10$$

N — travail moteur en chevaux;

n — nombre de tours par minute.

Pompe rotative spéciale système Locoge et Rochart

FIG. 32-33.



Pompe rotative spéciale système Locoge et Rochart *(fig. 32-33).*

MM. Locoge et Rochart se sont fait breveter pour ce système de pompe rotative ne comportant aucune poche latérale. Cette construction qui se rapproche par quelques points de la pompe Behrens, comporte deux moyeux fixes *a*, *b*, munis chacun d'une échancrure circulaire au rayon des palettes. Les palettes AA et BB, d'une même pièce avec leur axe, sont ajustées sur les moyeux *ab*, et aussi dans les fonds plans du corps de pompe. Chaque palette passe alternativement dans l'échancrure du moyeu opposé en interceptant ainsi constamment la communication du refoulement à l'admission, sans que les palettes elles-mêmes soient jamais en contact.

On voit qu'il n'y a ici aucune capacité où l'eau puisse être comprimée et que, par conséquent, les poches latérales sont inutiles. Il en résulte que la pompe peut sans inconvénient marcher à grande vitesse.

Les quelques pompes qui ont été construites dans ce système fonctionnent avec une douceur remarquable.

Malheureusement l'exécution parfaite qu'exige cette pompe, jointe à la multiplication des surfaces ajustées, en augmente sensiblement le prix, ce qui constitue une difficulté à son expansion. Aussi les constructeurs se sont-ils réservé d'en étudier la construction pour la simplifier.

Installation de deux pompes. *(Pl. X).*

Cette installation se rapporte à deux pompes débitant chacune 18.000 litres par minute, soit 300 litres par seconde, à une hauteur de 3 mètres. Les axes des pompes sont superposés, comme l'indique la figure 7 *(Pl. IX)*; les autres parties de la pompe sont semblables à celles des figures 1 à 6 de cette planche IX. Cette installation peut convenir tout aussi bien à des pompes centrifuges qu'à des pompes rotatives.

Le bâtiment est à cheval entre le puisard, à droite, et le bassin à alimenter, à gauche, dont les eaux sont retenues par une digue. Le massif de fondation des pompes, établi ici sur pilotis, se trouve juste au-dessus du niveau inférieur qu'il s'agit de maintenir à la côte de $17^m,50$, afin de réduire la hauteur de l'aspiration. Le massif de la machine, dont un des volants conduit la pompe à air, est relevé afin que les tuyaux de refoulement des pompes soient sous le parquet et n'entravent pas l'accès de la machine et aussi pour que la fosse de la pompe à air soit au-dessus des infiltrations. Le sol de la chambre des chaudières est au même niveau que celui des pompes, qui est aussi le niveau du sol extérieur.

Pompe Greindl avec condenseur *(fig. 34).*

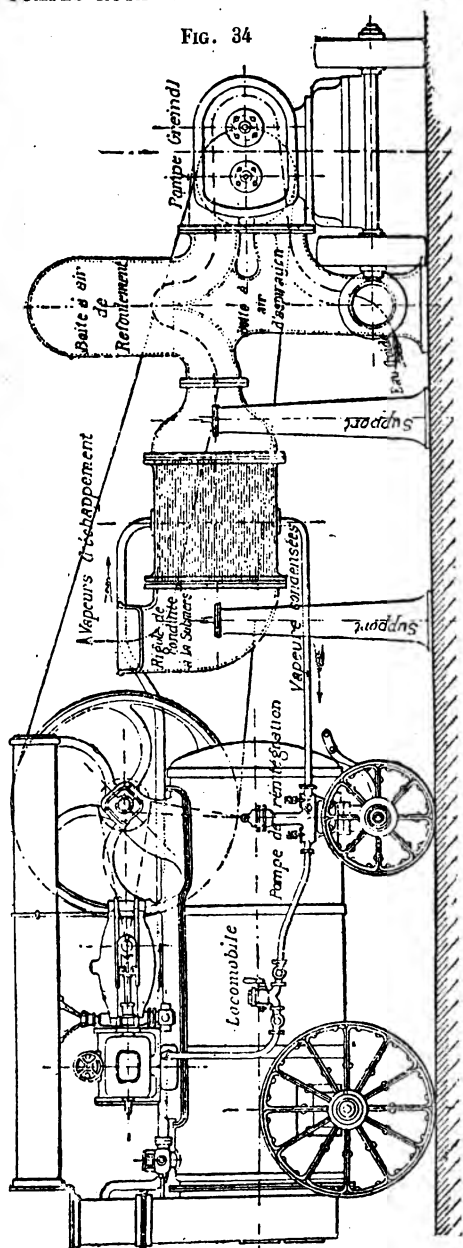
Dans notre figure la pompe locomobile est d'ancienne construction, mais cela importe peu. Les deux tubulures de la pompe étant du même côté on a pu superposer, en une sorte de colonne, un réservoir à air sur

la conduite d'aspiration et au-dessus un second réservoir sur la conduite de refoulement.

Entre la tubulure de sortie du réservoir d'air et la rigole d'écoulement des eaux on a disposé un condenseur à surface dans lequel l'eau circule. La partie supérieure reçoit l'échappement de la machine; la partie inférieure, où se réunit l'eau de condensation, est reliée à la pompe alimentaire.

On réalise ainsi l'économie de charbon que donne la condensation et l'économie d'eau d'alimentation, puis-

Fig. 34



que c'est la même eau qui sert sans cesse. Les dépenses en vapeur ou charbon par cheval-heure sont, en moyenne, pour des locomobiles, les suivantes :

Machine sans condensation, 20 à 30^k vapeur avec 3 à 4^k charbon. Machine à condensation : 12 à 20^k vapeur avec 2 à 3^k charbon.

On pourra ainsi se rendre compte de l'économie journalière ou mensuelle que procure la condensation et du temps de travail nécessaire pour amortir la dépense supplémentaire qu'entraîne l'addition du condenseur à surface. Cette addition du condenseur peut se faire également avec une pompe centrifuge.

La Pompe Greindl à gaz et à air.

La pompe Greindl employée comme ventilateur ou compresseur de gaz ou d'air est un « Root » d'une construction plus précise, mais aussi plus coûteuse, et c'est aussi pour cela que cette application est moins préconisée par les constructeurs.

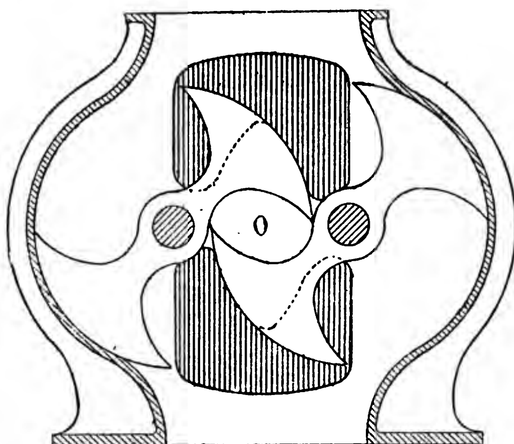
Cependant, comme elle a été faite, il nous paraît utile d'étudier le fonctionnement dans ce cas.

La pompe employée pour les gaz ou l'air peut tourner à un nombre de tours double de celui qui lui convient pour l'eau. Mais tandis que le volume O *(fig. 35)* compris entre deux palettes est sans effet avec l'eau incompressible, ce volume O de gaz ou air comprimé, passant du refoulement à l'aspiration, s'y détend et constitue une perte d'effet utile d'autant plus grande que la compression est plus forte. Pour réduire ce volume O on fait alors les palettes sans amincissement vers les extrémités.

En ajoutant une injection d'eau, pour empêcher l'élévation de température due à la compression, on produit en même temps entre les surfaces des palettes et du corps de pompe des joints hydrauliques et les fuites d'air ou gaz comprimé sont ainsi remplacées par des fuites d'eau moins nuisibles.

Si le volume d'eau injecté au refoulement est un peu supérieur au volume O, ce sera un volume O d'eau

Fig. 35.



et non de gaz comprimé qui passera à l'aspiration.

Ainsi il n'y aura aucune perte et le volume d'air ou gaz aspiré pour une pompe donnée sera le double du volume d'eau puisqu'elle fait un nombre de tours double.

Dans ces conditions on conserve les poches C, C, du côté du refoulement, mais on peut supprimer les poches D du côté de l'aspiration.

Pompe à air des condenseurs de vapeur. — D'après ce qui précède la pompe Greindl convient donc bien pour enlever des condenseurs le mélange d'eau, air et vapeur et le refouler à l'air libre ou même le refouler à la partie supérieure d'un appareil réfrigérant, à fascines ou autre.

Cette application se fait avec succès notamment aux condenseurs des appareils de sucreries.

Autres applications. — La pompe Greindl, en raison du mouvement continu des palettes, se prête mieux que toute autre à l'utilisation de l'eau en charge. C'est ainsi qu'elle peut servir de pompe à incendie en utilisant toute la pression existant déjà dans la canalisation de prise d'eau.

Enfin, pour sa construction, la pompe Greindl permet mieux que toute autre d'établir des courants alternatifs; il suffit de changer le sens de sa rotation. Cette application se trouve notamment en teinturerie.

La pompe Greindl peut refouler des matières épaisses qui par leur nature n'usent pas les métaux, telles que les pâtes à papier, les mélasses, les amidons. La seule condition qui s'impose dans ces applications, c'est de diminuer le nombre de tours en raison de la densité des matières à pomper, afin de leur donner le temps de remplir l'espace que la pompe leur offre.

RÉSUMÉ COMPARATIF

Comme le lecteur a pu s'en rendre compte la pompe centrifuge et la pompe rotative sont deux outils essen-

tiellement différents, dont les applications sont bien déterminées ; et ce n'est que dans des limites assez étroites que l'on peut avoir à choisir entre l'un ou l'autre système.

Aussi est-ce à tort, selon nous, que l'on a voulu établir la supériorité d'un système sur l'autre en ne considérant qu'un côté de la question : le rendement mécanique.

La pompe centrifuge, d'une extrême simplicité, sans ajustage ni frottement intérieur, permet d'élever, à des hauteurs de quelques mètres, des volumes énormes que nulle autre pompe ne peut donner. Et cela même quand ces eaux tiennent en suspension des sables durs ou des corps étrangers quelconques. Mais son rendement diminue sensiblement avec la hauteur d'élévation, limitée ainsi à 12 ou 15 mètres.

La pompe rotative peut bien élever des eaux boueuses, mais à la condition qu'elles ne contiennent ni sables durs usant les métaux ni éclats de bois pouvant s'engager entre les parties en mouvement. Sous ces réserves, son rendement plus élevé la rend préférable quand le travail d'élévation présente une certaine continuité ; et cet avantage est d'autant plus marqué que la hauteur d'élévation est plus grande.

La pompe centrifuge est donc essentiellement la pompe du chantier, tandis que la pompe rotative sera plus souvent la pompe de l'usine.

TABLE DES MATIÈRES

CHAPITRE PREMIER

Théorie des pompes centrifuges.

Pages

Généralités. — Entrée sur les palettes. — Sortie des palettes. — Conduit de refoulement. — Relations finales. — Cas de la roue horizontale. — Conclusions. 9

CHAPITRE II

Calculs et tracés pratiques.

Rendement hydraulique. — Rendement mécanique K. — Rendement indiqué ; effectif. — Valeur pratique de la vitesse tangentielle v. — Premier système $\beta < 90°$. — Hauteur variable. — Nombre de tours. Débit pour v et H donnés. — Deuxième système $\beta = 90°$. — Troisième système $\beta > 90°$. — Débits, vitesses et pertes de charge. — Tableau des pertes de charge dans les tuyaux. — Dimensions de la roue. — Ouïes. — Diamètre de l'arbre. — Tracé des palettes. — Autre tracé. 17

CHAPITRE III

Construction et installation des principaux types de pompes.

Pompes L. Dumont. — Série commerciale. — Diamètres des tubulures. — Installation et fonctionnement. — Données sur les pompes L. Dumont ; tableau. — Installation de deux pompes. — Amorçage. — Éjecteur. — Désamorçage. — Hauteur d'aspiration. — Limite d'élé-

vation; accouplement ; élévation en deux fois. — Pompe-drague de L. Dumont. — Proportion du déblai. — Travail mécanique : 1° pompes à draguer; 2° cas du transport des déblais; exemples de calcul. — Pompe à une seule ouïe, équilibrée, de L. Dumont. — Pompes Wauquier. — Série spéciale *(bis)*. — Tableau. — Pompe Gwynne. — Pompe Decœur. — Quelques essais de rendement sur les pompes Dumont, Decœur et Gwynne. — Pompes J. Farcot; données sur ces pompes; tableau. — Pompe E. Farcot. — Joint Pilter. — Résumé des avantages de la pompe centrifuge 33

CHAPITRE IV

Construction. — Installation de grandes pompes. Calculs justificatifs.

Pompes des formes de radoub de Gênes, construites par L. Dumont. — Calcul du débit. — Pompes des formes de radoub de Dunkerque, construites par la Compagnie de Fives-Lille. — Description générale. — Diagramme d'épuisement. — Détails de construction. — Calcul du débit des pompes. — Pompes des bassins de radoub du Havre, contruites par la Société des Forges et Chantiers. — Disposition générale. — Détails de construction. — Clapet d'aspiration. — Pompes de Khatatbeh (Égypte), construites par M. J. Farcot. — Données générales. — Description d'une pompe. — Amorçage. — Pivot. — Machine à quatre distributeurs. — Rendement des pompes. — Consommation de charbon. — Calculs relatifs à ces pompes. — Calcul de la vitesse *v* et nombre de tours. — Calcul du débit; section d'entrée. — Sections et vitesses de sortie. — Débit à 40 tours. 59

CHAPITRE V

Pompes rotatives.

Généralités. — Pompes Greindl ; série nouvelle. — Construction. — Fonctionnement. — Rendement hydraulique. — Rendement mécanique K. — Résultats d'essais, tableau. — Série commerciale, tableau. — Pompe Greindl de 1000 litres par seconde. — Calcul du débit. — Calcul de la flèche ou du diamètre de l'arbre. — Exemple. — Pompe rotative spéciale, système Locoge et Rochart. — Installation de deux pompes. — Pompe Greindl avec condenseur. — La pompe Greindl à gaz, à air. — Pompe à air des condenseurs de vapeur. — Autres applications 83

Résumé comparatif 100

TABLE DES PLANCHES

Pl. I. — Pompe de série courante. — Série spéciale pour grande élévation. — Pompe à draguer de L. Dumont.

Pl. II. — Grande Pompe L. Dumont, port de Gênes. — Installation générale pour irrigation.

Pl. III. — Pompe Gwynne (invincible). — Installation de Dunkerque.

Pl. IV. — Pompes de Dunkerque, construites par la Compagnie de Fives-Lille.

Pl. V. — Détails des pompes de Dunkerque.

Pl. VI. — Pompes des formes de radoub, du Havre, par la Société des Forges et Chantiers. — Installation et détails des pompes.

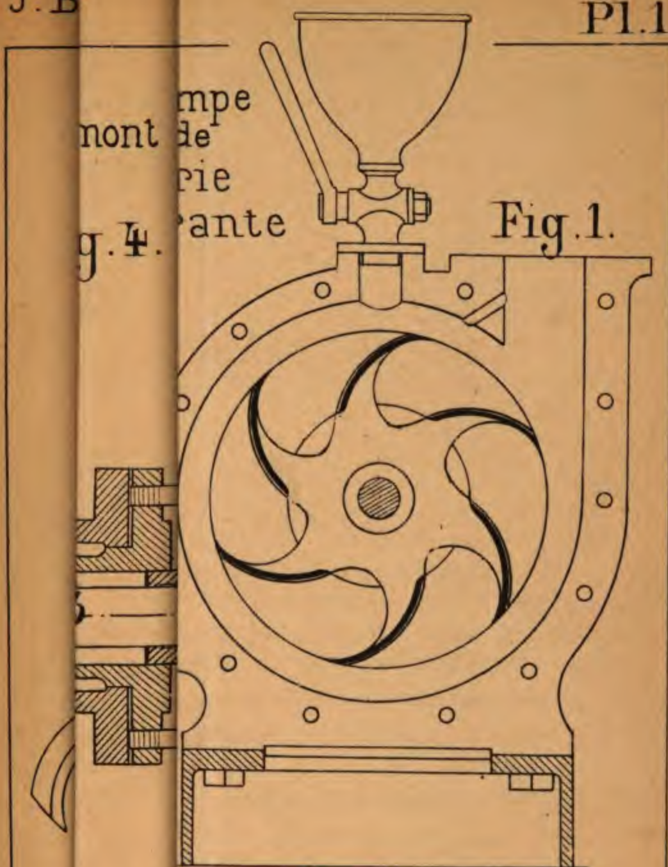
Pl. VII. — Pompes de Khatatbeh (Égypte), construites par M. J. Farcot. — Installation et détails des pompes.

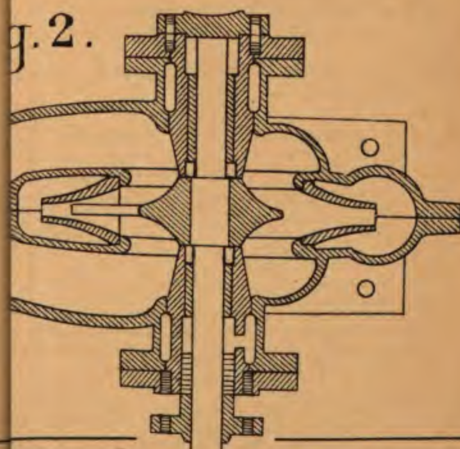
Pl. VIII. — Pompe rotative Greindl, par MM. Locoge et Rochart. Nouveau modèle.

Pl. IX. — Grandes pompes Greindl et détails.

Pl. X. — Vue d'une pompe de Khatatbeh. — Installation générale de deux pompes rotatives système Greindl.

IMPRIMERIE CHAIX, RUE BERGÈRE, 20, PARIS. — 10798-6-94. — (Encre Lorilleux).


J. B
Pl.1.
mpe
mont de
rie
ante
g.4.
Fig.1.


g.2.

Pl. II.

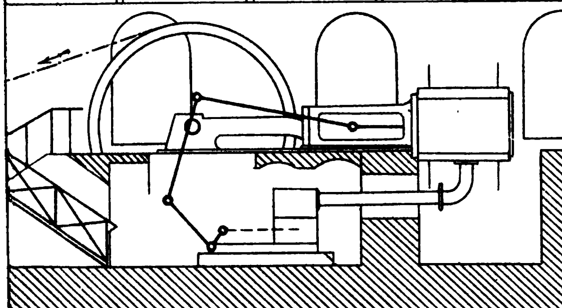


Fig. 1.
Installation générale pour irrigation.

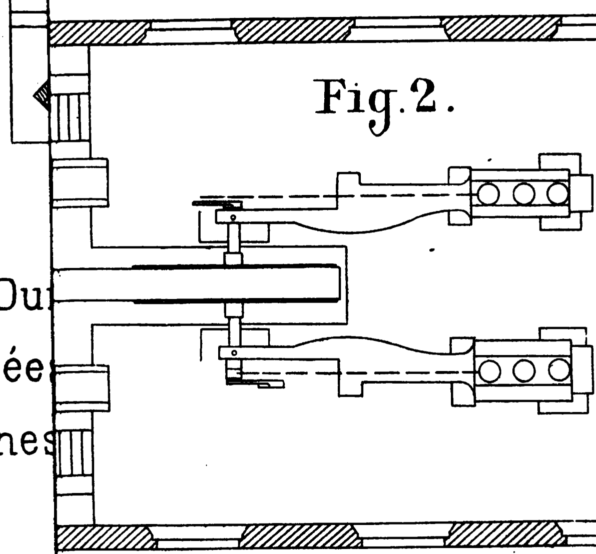
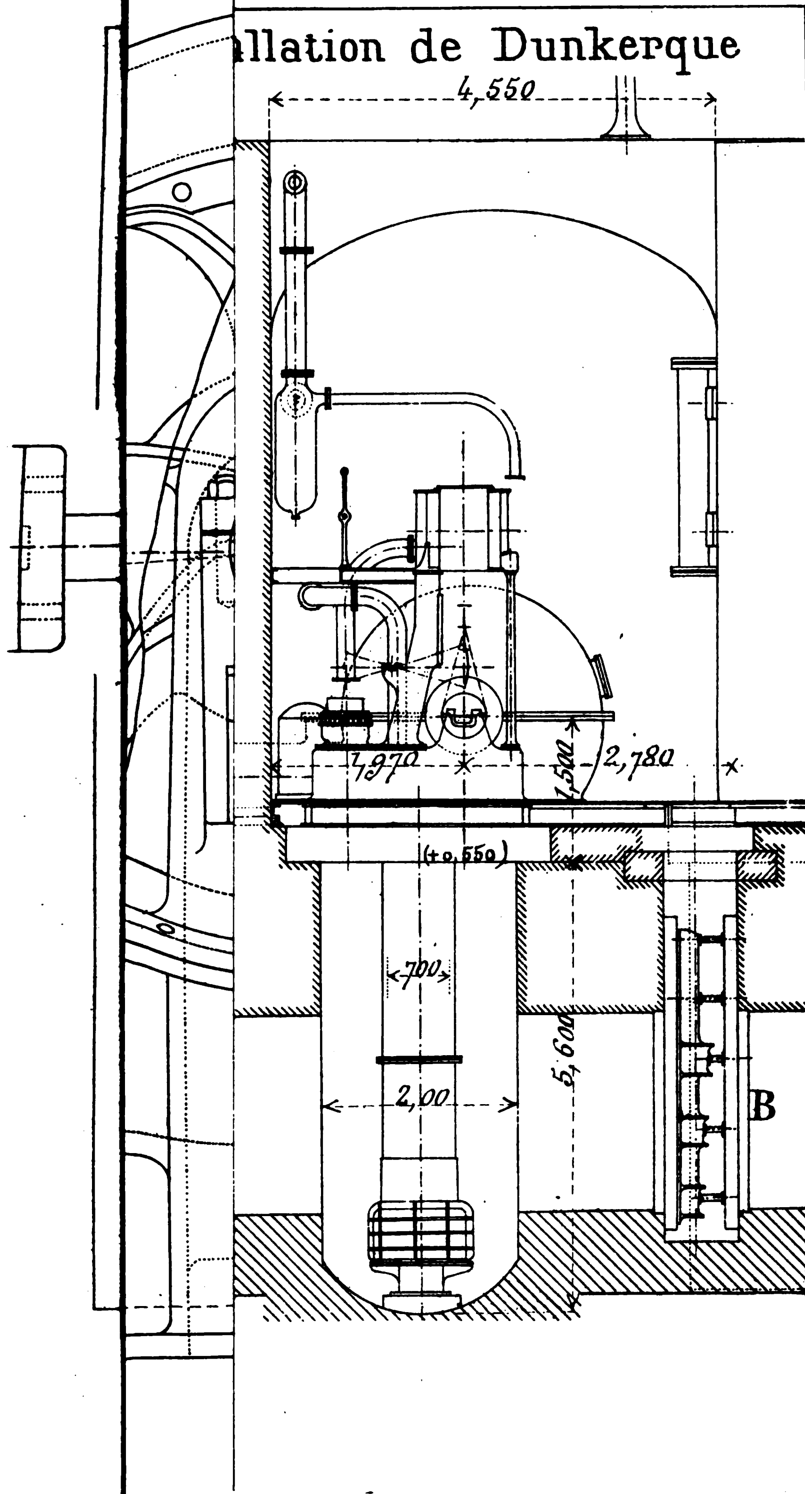
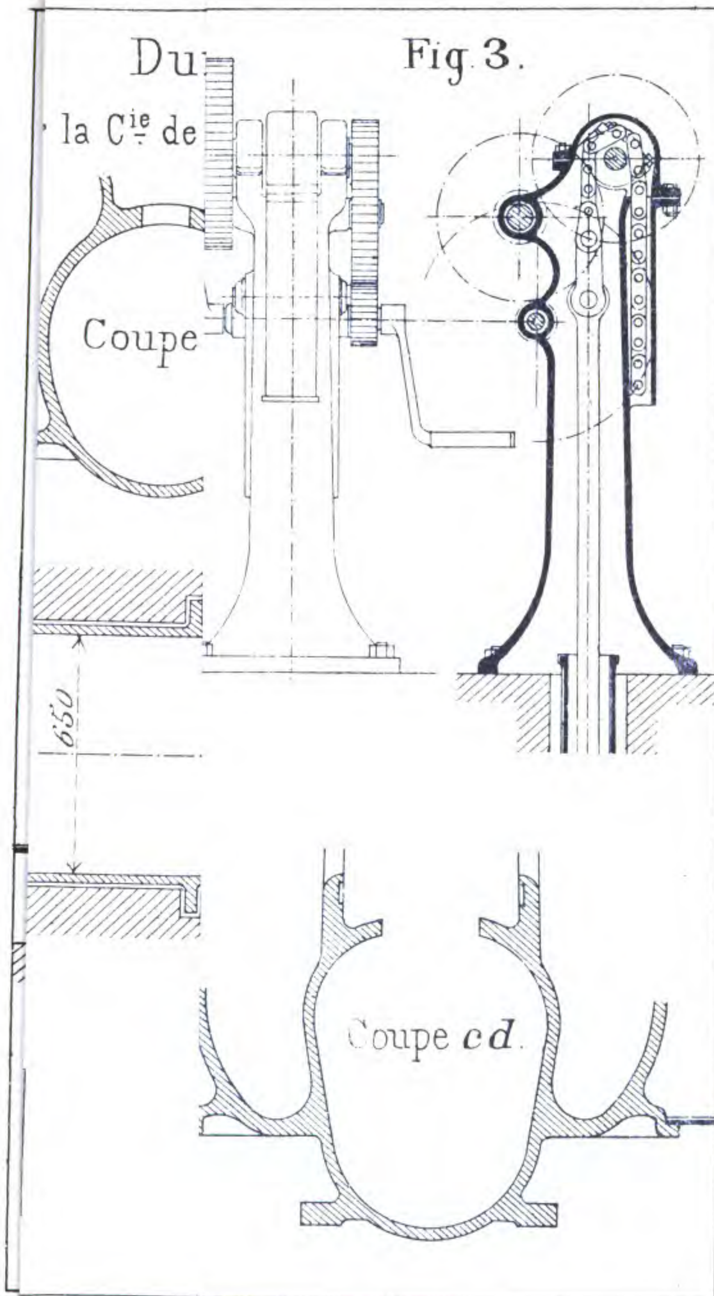


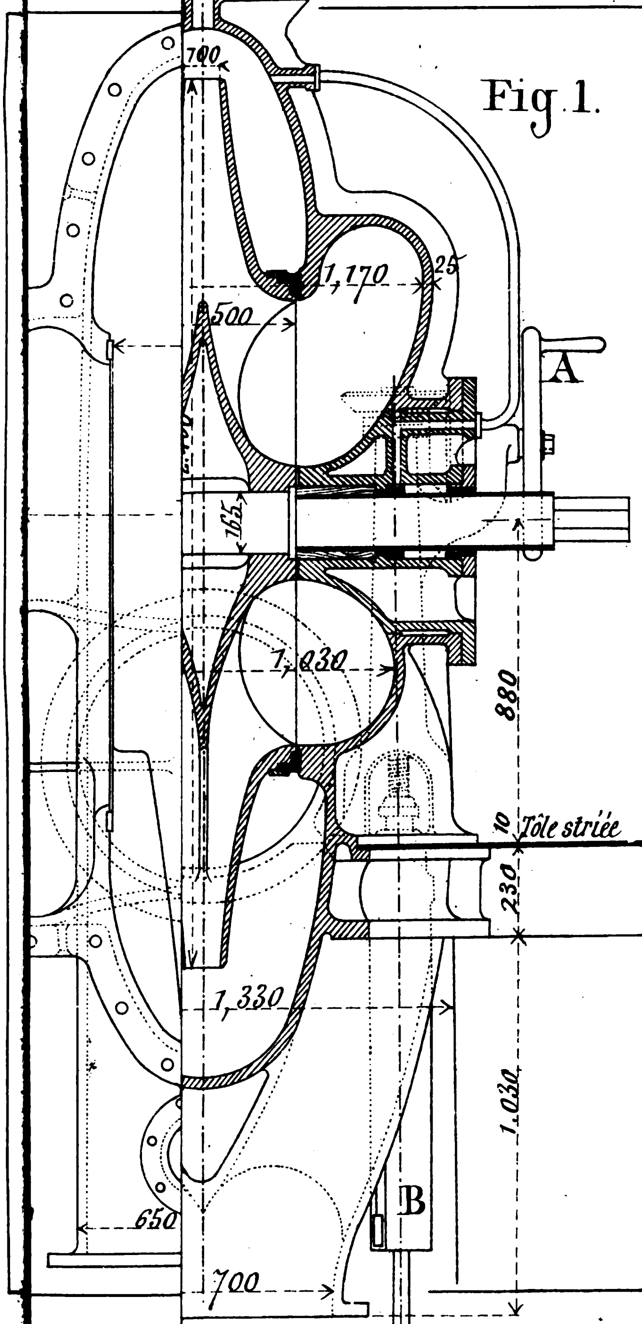
Fig. 2.

. Du
llée
ênes



llation de Dunkerque
4,550
1,970
1,500
2,780
(+0,550)
700
5,600
2,00
B


Du
la Cie de
Coupe
Fig. 3.
650
Coupe cd.

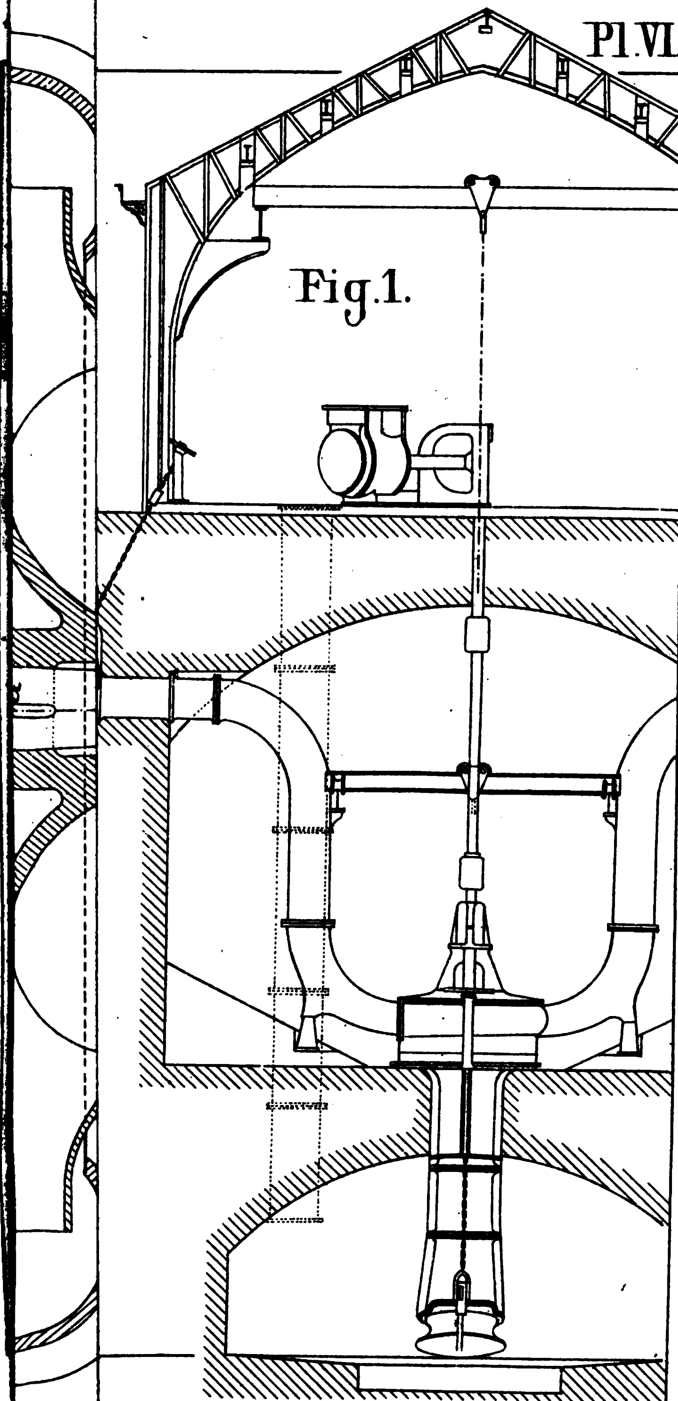

Pl.V.
Fig 1.
Ejecteur
700
1,170
25
500
A
165
1,030
880
10
Tôle striée
230
1,330
1,030
650
B
700







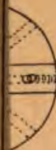



Pl. VI.
Fig. 1.





Pl. VII



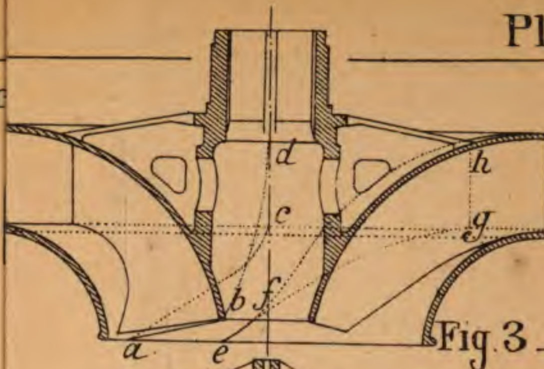
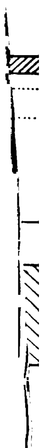


Fig. 3 _ 4.

Coupe ab

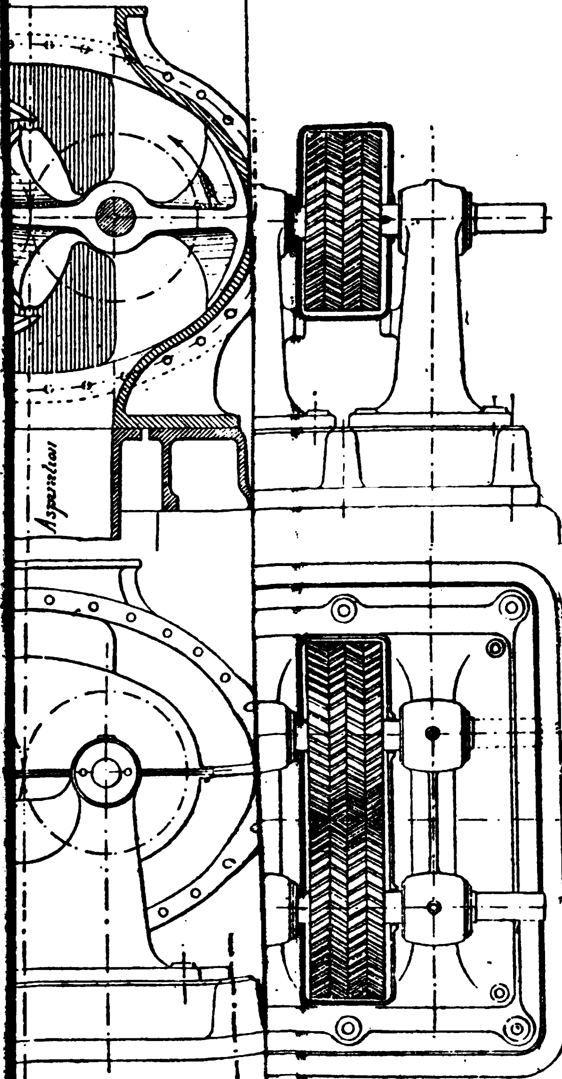

M
d



MM.

d
a
b
c
C
m
A
h
r
B
n
D
e
d

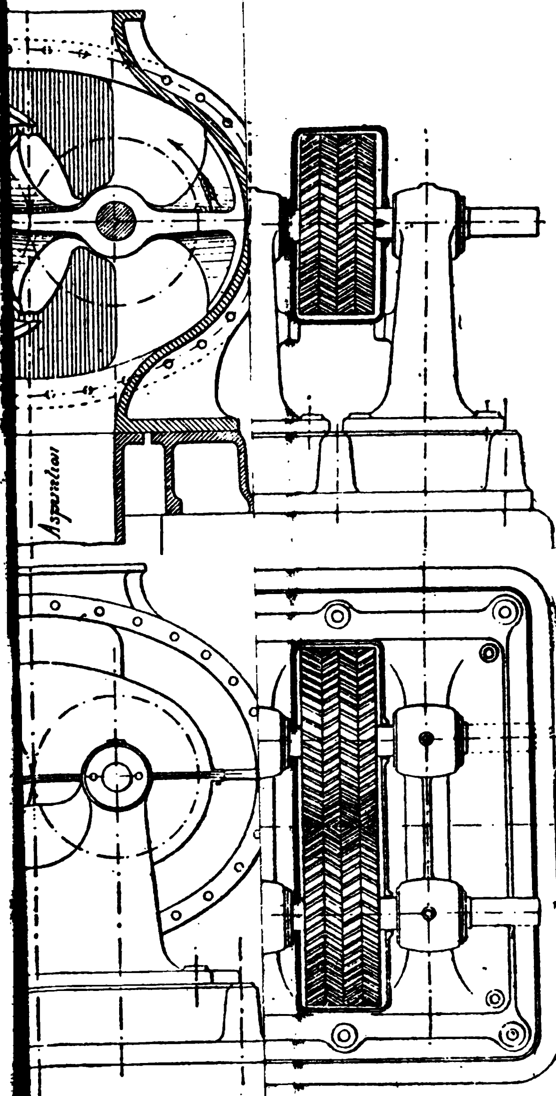
, construite Pl. IX.



eh (Égypte). Pl. X.



..., construite Pl. IX.



eh (Égypte). Pl. X.

